GOGU CONSTANTINESCU

# TEORIA SONICITĂȚII

EDIȚIA A DOUA REVIZUITĂ ȘI REDACTATĂ DE:

Prof. **Matei Marinescu**
Membru corespondent al Academiei R.S. România
Ing. **Mircea Petcu**
Ing. **Constantin Jianu**

# TEORIA SONICITĂȚII

GOGU CONSTANTINESCU

INGINER

---

# TEORIA SONICITĂȚEI

## TRATAT DESPRE TRANSMISIUNEA PUTEREI PRIN VIBRAȚIUNI

VOL. I

(TRADUCERE DE ING. D. GERMANI)

BUCUREȘTI

TIPOGRAFIA „CULTURA", STR. CÂMPINEANU, 15

1922

GOGU CONSTANTINESCU

# TEORIA SONICITĂȚII

Ediția a doua revizuită și redactată de:
prof. MATEI MARINESCU, membru corespondent al Academiei R.S. România
ing. MIRCEA PETCU
ing. CONSTANTIN JIANU

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII SOCIALISTE ROMÂNIA
BUCUREȘTI, 1985

Theory of sonics
Теория звучимости

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII SOCIALISTE ROMÂNIA
R 79717, București, Calea Victoriei nr. 125

## PREFAȚĂ LA EDIȚIA ÎNTÎI

*Prezentul volum este traducerea din limba engleză a lucrării D-lui Inginer Gogu Constantinescu, tipărită pentru prima oară în 1918 la Londra, într-un număr limitat de exemplare, declarate secrete de guvernul Britanic, din cauza aplicațiilor pe care le avea noua teorie în domeniul armelor și mijloacelor de război.*

*Terminologia adoptată este acea întrebuințată în electricitate, cu care știința sonicitatea are o mare analogie.*

*La finele acestui volum, care poartă nr. 1, întrucît autorul și-a propus a da la iveală și un al doilea asupra aplicațiilor industriale, s-a adăogat și textul conferinței ținută de D-sa la Academia Română în ședința din 14 Noembrie 1919, relativ la acele aplicații, astfel că volumul de față se poate considera ca prima publicație a teoriei și ideilor D-lui Inginer Gogu Constantinescu. D-sa a ținut astfel ca prima publicare a operei sale să apară în limba sa maternă.*

D. GERMANI

## PREFAȚĂ LA EDIȚIA ÎNTÎI

Prezentul volum este traducerea din limba engleză a lucrării D-lui Inginer Gogu Constantinescu, tipărită pentru prima oară în 1918 la Londra, într-un număr limitat de exemplare, declarate secrete de guvernul Britanic, din cauza aplicațiilor pe care le avea noua teorie în domeniul armelor și mijloacelor de război.

Terminologia adoptată este acea întrebuințată în electricitate, cu care știința sonicitatea are o mare analogie.

La finele acestui volum, care poartă nr. 1, întrucît autorul și-a propus a da la iveală și un al doilea asupra aplicațiilor industriale, s-a adăogat și textul conferinței ținută de D-sa la Academia Română în ședința din 14 Noembrie 1919, relativ la acele aplicații, astfel că volumul de față se poate considera ca prima publicație a teoriei și ideilor D-lui Inginer Gogu Constantinescu. D-sa a ținut astfel ca prima publicare a operei sale să apară în limba sa maternă.

D. GERMANI

# PREFAȚĂ LA EDIȚIA A DOUA

*George (Gogu) Constantinescu a fost unul dintre cei mai străluciți oameni de știință ai epocii sale, totodată un inginer de mare excepție. A urmat renumita „Școală Națională de Poduri și Șosele" din București, pe care a terminat-o în 1904 ca șef de promoție; a făcut ucenicie din primii ani de inginerie cu marii profesori Anghel Saligny (constructorul marelui pod metalic de peste Dunăre de la Cernavodă) și Elie Radu (cunoscut hidrotehnician). El însuși avea predilecție pentru matematici, fizică și tehnică, pentru muzică și literatură. Printr-o muncă fără preget, documentîndu-se necontenit în ceea ce era mai nou, învățînd neobosit, el a dobîndit de la început o pregătire științifică excepțională, acesteia adăogîndu-i-se intuiția extraordinară în înțelegerea fenomenelor naturii și a tehnicii, în posibilitatea de a asocia fenomene pînă atunci concepute izolat, în a veni cu idei noi în probleme considerate ireductibile. Chiar în anul terminării studiilor inginerești, în 1904, el elaborează și i se tipărește o nouă teorie a betonului armat (care fusese de-abia brevetat), de o ingeniozitate care trezește și azi admirația. Și cam tot de atunci începuse a fi preocupat de ceea ce el va numi sonicitate — poate mai de mult, cum spune el, datorită între altele muzicii —, știință pe care o creează și o fundamentează în întregime, în prioritate absolută. În 1910 pleacă în Anglia, țară care avea una dintre cele mai puternice industrii ale timpului, unde face experiențe concludente și unde înregistrează un mare succes, pe o cale neașteptată! Într-adevăr, primește cel mai mare premiu la concursul pentru reglarea tirului la mitralierele care trăgeau de pe avioane printre palele elicei. Această reglare era realizată cu ajutorul sonicității și a avut o așa mare importanță în primul război mondial, încît, cu ocazia unei conferințe a lui George Constantinescu la Politehnica din Londra (20 martie 1920), vicemareșalul aerului din Anglia, Sir John Maiteland, a spus: „Se datorește foarte mult domnului Constantinescu și invenției sale privitoare la sincronizarea mitralierelor la avioane că noi (englezii* — n.n.) *am menținut supremația asupra germanilor în aer, așa cum am avut-o".*

*Lucrarea sa fundamentală* Theory of Sonics *a fost publicată în anul 1918 în Anglia și în anul 1922 în România. Și merită să remarcăm că, la o conferință pe care a ținut-o la Școala Națională de Poduri și Șosele din București, a făcut, cu emoție, afirmația că pregătirea sa științifică de bază „se datorește școlii românești". Și să mai remarcăm că într-o discuție despre sonicitate s-a referit la legăturile sonicității cu muzica: „In one way it could be said fairly, that Sonics is the daughter of musical Harmony, because it is in that way it came into being".*

*Deși a trăit mulți ani în Anglia, George Constantinescu nu și-a uitat niciodată copilăria, școala, profesorii, muzica, pe care a iubit-o atît, și totdeauna și-a amintit cu respect și profundă dragoste de țara lui. Și țara l-a apreciat totdeauna: l-a invitat de multe ori în țară, l-a ales membru al Academiei R.S.*

*România, i s-a acordat titlul științific de „doctor honoris cauza", de către Institutul politehnic din București, a fost sărbătorit de către Academie la împlinirea vîrstei de 80 de ani.*

*Azi, Academia îi tipărește o nouă ediție a celebrei cărți* Teoria sonicității, *revăzută în vederea actualizării unor expresii și introducerii unor pagini propuse de autor de mulți ani, completată cu unele aplicații inițiate ca urmare a ideilor din edițiile anterioare. Trebuie să mulțumim regretatului profesor Matei Marinescu, ing. Mircea Petcu și ing. Constantin Jianu pentru eforturile depuse pentru realizarea acestei noi ediții într-o formă atît de reușită.*

*Parcurgînd lucrarea ești impresionat de prospețimea și noutatea ideilor lui Gogu Constantinescu nu numai încercînd să vezi lucrarea „cu ochii de atunci", ci judecînd-o „cu ochii de azi". Totul este fluent, clar demonstrat, bine documentat, bogat în idei noi. Deosebit de interesante sînt și asociațiile pe care le face autorul cu electricitatea și cu alte științe și tehnologii, sugestiile de cercetare pe care le dă. Și credincios principiului său că „este un pericol știința fără experiență", George Constantinescu prezintă numeroase aplicații și sugestii experimentale pentru a explica teoria și ingenioasele utilizări practice pe care le propune și din care multe nu au fost duse încă pînă la capăt și merită să fie duse. Acestora li se adaugă sugestiile din capitolul „Aplicațiile sonicității", atît de diverse și de interesante, multe atît de actuale și de posibile, expuse convingător de ucenicii lui George Constantinescu. Noi nu mai insistăm asupra conținutului, fiind convinși că o mare parte din el e binecunoscut și merită să fie încă aprofundat.*

*Este o carte care se citește nu numai cu mare interes, dar și cu pasiune pentru a înțelege problemele și cu admirație mereu crescîndă față de autor. De altfel, această admirație s-a arătat față de Gogu Constantinescu și la împlinirea a 100 de ani de la nașterea sa, în cadrul Congresului al XVI-lea al Uniunii internaționale de istorie și filosofie a științei — Divizia de istoria științei, de la București, din anul 1981, cînd oameni de știință români, englezi și din alte țări i-au adus omagii de cel mai înalt nivel.*

*Academia R.S. România tipărește cu excepțională prețuire această nouă ediție a volumului și dorește să poată edita și cel de-al doilea volum (cu numeroase aplicații), existent și încă netipărit.*

*Prin editarea acestui volum, noi arătăm că Gogu Constantinescu este viu în memoria compatrioților săi.*

Acad. ȘTEFAN BĂLAN

# CUVÎNT ÎNAINTE

Lucrarea de față care apare sub îngrijirea unui colectiv format din profesor Matei Marinescu, inginer Mircea Petcu și inginer Constantin Jianu, cuprinde reeditarea primului volum al operei capitale a lui GEORGE CONSTANTINESCU, volum care se referă la TEORIA SONICITĂȚII și care a fost tradus din limba engleză de profesor Dionisie Germani, tipărit în 1922 și completat cu textul Conferinței pe care G. Constantinescu a ținut-o la Academia Română în 1919, precum și cu manuscrisele pe care le-a încredințat profesorului Matei Marinescu cu ocazia ultimei sale vizite făcută în țară în 1963.

Un al 2-lea volum al acestei opere și care se referă la aplicațiile SONICITĂȚII, volum care trebuia să apară sub îngrijirea lui G. Constantinescu, nu a văzut încă lumina tiparului, ca urmare a morții sale în 1964. Actualmente, textul acestui al 2-lea volum se găsește sub formă de manuscris în biblioteca locuinței sale din Anglia, la Coniston Lake. Pe de altă parte, dat fiind că la noi în țară au fost realizate, sau sînt încă în curs de realizare, unele aplicații ale sonicității inițiate ca urmare a ideilor cuprinse în volumul 1, s-a considerat oportun ca pînă la editarea volumului 2, aceste aplicații să fie cuprinse în prezenta lucrare. Deși în număr restrîns, prin importanța și actualitatea lor, ele vor suscita interesul pentru o cunoaștere cît mai completă a tuturor aplicațiilor sonicității.

Colectivul își propune, ca prin tipărirea prezentei lucrări, să facă cunoscut oamenilor noștri de știință, inginerilor, cercetătorilor din institute, studenților din institutele de învățămînt tehnic superior, partea teoretică a operei capitale a lui George Constantinescu precum și să dezvăluie largul cîmp de aplicații ale acestei ȘTIINȚE care este SONICITATEA. Prin posibilitatea care li se oferă acum de a o studia, cu completările menționate, își vor putea da seama că este vorba de o lucrare UNICĂ în literatura noastră științifică. Sîntem pentru prima oară în prezența unei științe care deși apărută în 1918, este și astăzi actuală, ilustrînd în mod convingător geniul creator al poporului nostru. Opera lui G. Constantinescu ocupă în tehnică, locul pe care operele unui Mihai Eminescu, unui George Enescu, unui Gheorghe Marinescu îl ocupă în literatură, în muzică, respectiv în știință. Cititorul va putea urmări de-a lungul filelor ce urmează, cum se creează o știință, întreg drumul pe care geniul uman, pornind de la ideea inițială, îl parcurge pentru a ajunge la rezultatul final, își va da seama că spre deosebire de Thomas Edison care în necunoașterea metodei matematice era nevoit a folosi metoda empirică în creațiile sale, ceea ce l-a făcut să spună că pentru a face o invenție sau o descoperire este nevoie de 99% transpirație și numai 1% inspirație, George Constantinescu mînuiește cu multă ușurință și talent instrumentul matematic, ceea ce i-a permis ca într-un timp re-

cord să ajungă la rezultatul final, verificabil prin experiențe, rezultat prevăzut teoretic și nu obținut prin interminabile încercări și tatonări empirice.

Tot limbajul matematic folosit și creat ad-hoc de dînsul i-a permis să stabilească o analogie între electricitate și sonicitate, realizînd prin aceasta motoare sonice după modelul analog electric, precum și o întreagă serie de dispozitive sonice corespunzătoare omologului electric.

G. Constantinescu se găsea, după propriile cuvinte, în posesia unui dicționar de electricitate-sonicitate care-i permitea printr-o simplă permutare de cuvinte să treacă din domeniul electrotehnicii în domeniul sonicității.

Pentru cei care au vocație și pasiune pentru știință, procesul de creație folosit de G. Constantinescu poate constitui un model.

Adresăm mulțumirile noastre, Prezidiului Academiei R.S. România și Editurii Academiei pentru importanța pe care au acordat-o reeditării volumului 1 al operei lui G. Constantinescu, reeditare care umple un gol de mult resimțit în literatura noastră științifică.

Prof. MATEI MARINESCU,
*membru corespondent al Academiei R.S. România*

## CUPRINS

# NOTĂ BIOGRAFICĂ

Inginerul George (Gogu) Constantinescu, unul din marii inventatori ai lumii cu care se mîndrește țara noastră, a fost ales în 1920 membru corespondent, iar în 1963, Membru de Onoare al Academiei R.S. România. El s-a născut la Craiova în 4 octombrie 1881, ca fiu a lui Gheorghe Constantinescu, originar din Ploiești, strălucit profesor de matematici la liceul din Craiova, al cărui director a fost timp de 30 de ani.

Mama sa Ana, născută Roy, de origine franceză, plecată din Alsacia după războiul franco-german din 1870, ajunge printr-o fericită providență pe meleagurile țării noastre. Plină de farmec, cînta cu mult talent la pian.

Copil precoce, George Constantinescu știa să scrie și să citească înainte de a se duce la școală. Liceul îl face la Craiova, unde talentul său pentru matematici uimește pe profesori și pe tatăl său care ținea totuși ca fiul să aibă o cultură generală solidă. George Constantinescu devenise matematicianul clasei întrecînd și pe profesorii săi prin soluțiile elegante și simplificate pe care le găsea pentru rezolvarea problemelor puse. În afară de matematici îi plăceau fizica și chimia cărora le dedica timpul liber și în cadrul unui mic laborator improvizat, acasă, repeta cu mijloace proprii experiențele demonstrative de la școală și imagina noi variante.

Spiritul său inventiv îl îndeamnă la construcția a tot felul de dispozitive pentru ușurarea muncilor gospodărești ale familiei. Pentru sora sa mai mică, refractară la asimilarea primelor cunoștințe de matematică, construiește o ingenioasă mașină de calcul care îi permitea să obțină în mod automat rezultatele operațiilor aritmetice. În afara preocupărilor de ordin tehnico-științific, este atras și de muzică, cîntînd la pian cu mult talent. Găsim în această pasiune a sa, originea preocupărilor sale de mai tîrziu referitoare la elaborarea unei teorii a armoniei muzicale care îl va duce printr-o remarcabilă asociație de idei la acea admirabilă operă științifică, care este SONICITATEA, creație a geniului său.

Pierzînd pe tatăl său încă de cînd era în clasa a 5-a, George Constantinescu își asuma, ca fiu și frate mai mare, sarcina de răspundere de a îngriji de familia sa. Amintirea anilor petrecuți la liceul din Craiova, îi va fi întotdeauna scumpă. Calitățile pedagogice ale profesorilor pe care i-a avut acolo, cît și atmosfera colegială dintre profesori și elevi, i-au lăsat o profundă afecțiune pentru acei ani.

Perioada studiilor inginerești de la Școala Națională de Poduri și Șosele, dă la iveală calitățile sale deosebite, manifestîndu-se printre altele și printr-o mare originalitate și cutezanță în idei. Astfel, deși profesorul de poduri, care era Anghel Saligny, i-a avertizat pe elevi să se ferească de a construi poduri din beton armat, material nesigur, chiar periculos, G. Constantinescu proiectează în lucrarea sa de diplomă, un astfel de pod, ceea ce

indispune pe Anghel Saligny, care reamintește tînărului absolvent recalcitrant, recomandarea făcută elevilor săi, la curs, avertisment la care G. Constantinescu replică că aceasta nu-l va împiedica totuși de a construi în cariera sa asemenea poduri. În cei șase ani de la absolvirea Școlii Naționale de Poduri și Șosele atît cît a activat în serviciul Statului, pe lîngă inginerul Elie Radu, cît și în cadrul întreprinderii particulare de construcții, în asociație cu inginerul Tiberiu Eremia, a dat măsura geniului său în domeniul construcțiilor din beton armat, afirmîndu-se ca unul din cei mai reprezentativi pionieri în acest nou domeniu al tehnicii. Iată și cîteva din aceste construcții care sînt totodată și adevărate opere de artă și care stau și astăzi mărturie a marelui său talent și curaj, într-o epocă în care betonul armat era privit cu cea mai mare neîncredere de specialiști și autorități, atît la noi în țară cît și în străinătate unde a dat loc la numeroase accidente: podul pe șoseaua dinspre Doftana, planșeele imobilului Ministerului Lucrărilor Publice, clădirea Camerei de Comerț și Palatul Bursei (azi Ministerul Comerțului și respectiv Biblioteca Centrală de Stat), podul din Parcul Expoziției (azi Parcul Libertății), pod de o rară frumusețe și eleganță arhitectonică, marile poduri de la Adjud, Răcăciuni, Roman și Dolhasca (de pe Siret), consolidarea prin lucrări de beton armat a Camerei Deputaților, planșeul Turnului Moscheii de la Constanța. Toate aceste construcții au fost realizate într-un timp de numai 6 ani.

Cu toate aceste succese obținute în țară în domeniul construcțiilor de beton armat, George Constantinescu și-a dat seama, ca urmare a greutăților întîmpinate în acest început de carieră, că nu va putea găsi în țară înțelegerea necesară pentru punerea în valoare a ideilor sale privind transmisia puterii mecanice prin lichide, idei care l-au urmărit încă din timpul anilor de liceu, cînd căuta legile armoniei muzicale. De aceea, în 1910 pleacă în Anglia, țara cu industria cea mai avansată la acea epocă, în speranța de a găsi acolo sprijinul și înțelegerea de care avea nevoie, în scopul valorificării acestor idei. La Londra reușește să convingă un capitalist de a finanța primele cercetări în domeniul transmisiei puterii mecanice prin lichide. Astfel, ia naștere primul laborator de SONICITATE, instalat foarte modest într-o șură părăsită, pe malurile Tamisei. Aici reușește să obțină primele rezultate concrete, dar care nu au avut încă darul de a aduce un venit capitalului investit, urmarea fiind retragerea capitalistului englez din această afacere, cu atît mai mult cu cît o revărsare a Tamisei inundă laboratorul improvizat, George Constantinescu neputînd salva de la inundație decît cîteva din piesele mai importante ale instalațiilor sale.

Intre timp, solicitînd brevetarea invenției „Transmisia puterii mecanice prin lichide", în S.U.A. i se refuză aceasta pe motivul că este o absurditate. A fost nevoie de garanția, sub prestare de jurămînt, a unor personalități din lumea tehnică engleză, care au văzut funcționînd motoare sonice în laboratorul de pe malurile Tamisei, pentru a convinge pe examinatorii oficiului de Brevete din New York de realitatea invenției aceluia pe care acești examinatori îl taxau drept „un nebun de român".

Cu ocazia acestei brevetări, George Constantinescu face în 1913 un voiaj în S.U.A. unde îl vizitează pe Edison. Întîlnirea cu ilustrul inventator îi prilejuiește un schimb de păreri asupra „armoniei muzicale", a sunetelor consonante și disonante, asupra cărora George Constantinescu avea idei bine precizate, dar care pentru Edison, care tocmai inventase gramofonul, erau încă neclare, acest mare inventator fiind complet neștiutor în domeniul

matematicii. George Constantinescu nu ne spune dacă cu ocazia acestei întrevederi el a învățat mai mult de la Edison sau acesta mai mult de la interlocutorul român.

Revenit la Londra, trebuie să aștepte primul război mondial pentru ca SONICITATEA să se impună ca o știință și tehnică nouă, cu aplicații practice din cele mai importante. George Constantinescu constată cu amărăciune că aplicațiile acestei științe la arme de distrugere, în timp de război, i-au adus succese materiale pe care aplicațiile în scopuri pașnice nu i le-au putut aduce. Acest paradox își găsește explicație prin aceea că invențiile în timp de pace deranjează pe cei care au investit capitaluri într-o industrie, capitaluri care pentru a fi disponibile pentru noi plasamente trebuie să aștepte amortizarea primelor investiții, în industriile deja existente. În timp de război, însă, problema amortizării capitalului investit nu se pune, astfel încît invențiile în măsura în care dau o superioritate uneia din părțile beligerante sînt întotdeauna aplicate cu operativitate și prioritate. În 1914, în timp ce armata germană deținea supremația aeriană, prin aviația sa mai numeroasă și mai bine pregătită față de cea engleză, Amiralitatea engleză alarmată de miile de vieți sacrificate în rîndurile armatei sale, datorită puterii de distrugere a avioanelor de luptă germane, ia inițiativa instituirii unui concurs pentru găsirea unei soluții de a mări puterea focului de armă de pe avioanele sale, prin realizarea tragerii printre palele elicei avionului, în timpul zborului. La acest concurs se prezintă și Gogu Constantinescu care, cu mijloacele modeste care i s-au pus la dispoziție de către Amiralitatea Britanică, realizează în numai cîteva luni primul dispozitiv sonic de tragere automată prin elicea avionului. La demonstrația acestui prim model, juriul concursului constituit din savanți celebri, printre care: Lord Rayleigh și J. J. Thomson, rămîne uimit de eficacitatea dispozitivului sonic realizat de George Constantinescu, de precizia tirului, de eleganța și de simplitatea soluției, ca și de posibilitățile noii științe SONICE. Este prima aplicație de mare anvergură a acestei științe și care aduce inventatorului român în scurt timp, celebritatea.

Ca urmare a acestui prim succes, guvernul englez ca și Ministerul aviației al S.U.A. îi comandă livrarea a 50 000 asemenea dispozitive care aplicate avioanelor de luptă, cucerește pentru aliați supremația aerului, grăbind astfel sfîrșitul războiului în favoarea acestora. Totodată statul englez îi pune la dispoziție fondurile necesare pentru înființarea unui laborator denumit: SONIC WORKS, pe care George Constantinescu îl înzestrează cu instalațiile necesare pentru continuarea și dezvoltarea cercetărilor sonice ale căror prime rezultate sînt editate, în lucrarea The Theory of Sonics, de către Amiralitatea Britanică într-un număr restrîns de exemplare, și ținute secret pînă în 1918. George Constantinescu este vizitat în laboratorul său de iluștri oameni de știință, printre care și de către savantul neurolog Gheorghe Marinescu care se găsea în acea epocă în Anglia trimis în misiune oficială, de către guvernul român. Gheorghe Marinescu este impresionat de cele văzute în acest laborator, într-un domeniu al științei și tehnicii, atît de nou, creat de George Constantinescu. Între cei doi oameni de știință se stabilește o legătură științifică cu urmări pentru mai tîrziu. La sfîrșitul războiului George Constantinescu, în culmea gloriei, dorește să pună invențiile sale în slujba patriei de origine. Astfel, în 1919 vine în țară. Aici este invitat de către Academia Română, la recomandarea profesorului Gheorghe Marinescu, să țină o conferință despre sonicitate, care a avut un mare răsunet și a atras atenția cercurilor noastre inginerești și financiare. Se constituie astfel So-

cietatea SONICA pentru valorificarea în țară a brevetelor de invenție ale lui George Constantinescu în domeniul ,,Transmisiei puterii mecanice prin vibrații în lichide". George Constantinescu se reîntoarce în Anglia unde trebuia să-și apere interesele față de Statul Englez, care în baza legii privind restituirea către Stat a averilor acelora care s-au îmbogățit de pe urma speculațiilor în timpul războiului, l-a trecut și pe George Constantinescu în rîndul acestora, pentru sumele care i s-au plătit în urma livrării către Amiralitatea engleză a celor 50 000 de aparate SONICE pentru tragerea prin elice, în timpul războiului. Evident că era o interpretare abuzivă a legii, ceea ce s-a văzut în urma cîștigării de către George Constantinescu a procesului pe care i l-a intentat statul Englez. Între timp, în țară, Societatea SONICA mergea spre faliment datorită incapacității Consiliului de Administrație care a crezut că scopul acestei Societăți este simpla încasare de către acționari a dividentelor, fără ca nimeni să se preocupe de partea tehnică care cerea competență și muncă efectivă în uzină și pe șantiere. George Constantinescu a restituit Societății integral capitalul investit. În felul acesta s-a soldat prima încercare a lui George Constantinescu de a pune în serviciul țării fructele creației sale tehnice și a geniului său creator.

În Anglia continuă cercetările sale și inventează faimosul CONVERTOR DE CUPLU (torque converter), cu aplicație la tracțiunea auto. Primele automobile echipate cu acest convertor sînt expuse atît la expoziția industrială a Imperiului Britanic de la Wembley, în 1924, cît și la Salonul automobilului de la Paris, în 1926, unde standul George Constantinescu face senzație. Cu această ocazie, revista engleză ,,The Graphyc", din 10.01.1926, în articolul ,,Leaders in the March of Progress" (Conducători în mersul spre progres) redă figurile a 17 mari inventatori și oameni de știință în intervalul 1900—1925. Printre aceștia, alături de Albert Einstein, Guglielmo Marconi, Lord Rayleigh, Thomas Edison, Marie Curie, se află și George Constantinescu. În 1933 face o nouă tentativă de a pune invențiile sale și capacitatea sa în serviciul țării, încheind un contract cu Uzinele Malaxa pentru aplicarea Convertorului la locomotivele și automotoarele fabricate de aceste uzine. Primul automotor a fost probat pe linia București-Oltenița, dînd rezultate foarte bune. Cu toate acestea, sistemul nu a fost adoptat, dat fiind presiunile exercitate de către firmele străine asupra guvernanților și oamenilor politici, pentru introducerea automotorului de fabricație străină. George Constantinescu povestește cum s-a încercat a se pune la cale accidentarea provocată a automotorului său, în cursa București-Oltenița, pentru discreditarea aplicației convertorului la automotoare, accident care a fost evitat grație faptului că George Constantinescu care conducea automotorul a observat din timp amplasarea unei traverse pe linia ferată cu care se urmărea deraierea automotorului și zădărnicirea pe această cale a aplicației creației sale. Revoltat și dezgustat de moravurile politicienilor noștri, George Constantinescu găsește totuși o mulțumire sufletească în contactul pe care îl are cu savantul neurolog Gheorghe Marinescu, cu care se întreține îndelung în probleme legate de aplicarea sonicității în medicină. Gheorghe Marinescu stabilește o analogie între influxul nervos și curenții sonici, care a dat roade mai tîrziu prin aplicarea sonicității la tratamentul diferitelor afecțiuni ale organismului uman. Sensibil la munca de cercetare și realizările tehnice ale tineretului studios și entuziast, George Constantinescu răsplătește cu generozitate strădaniile acestora, amintindu-și și de greutățile prin care a trecut ca tînăr inventator, în lupta cu ideile preconcepute și indiferența datorită comodității acelora care ar avea posibi-

litatea de a încuraja această nobilă pasiune. Astfel, răsplătește cu un premiu de 20 000 lei invenția micro-difuzorului a inginerului Matei Marinescu, fiul savantului Gheorghe Marinescu, invenție care aplicată mai tîrziu la regulatoarele de circulație ale C.F.R.-ului, pe linia București-Fetești, au adus servicii importante în exploatare.

Reîntors în Anglia, George Constantinescu lucrează din nou în serviciul Amiralității Britanice și în 1938, la izbucnirea celui de-al 2-lea război mondial, îl găsim contribuind din nou prin aplicațiile invențiilor sale la victoria armatelor aliate asupra armatelor hitleriste. După război, se retrage la vila sa de pe malurile lacului Coniston la 500 km de Londra. Aici, departe de a se odihni, lucrează febril la noi invenții și descoperiri. Astfel inventează o mașină de integrat ecuații diferențiale, creează metoda forajului sonic pentru extracția țițeiului de la mare adîncime și deparafinarea sonică a țițeiului. Mărind frecvența vibrațiilor sonice pînă la 20 000 ÷ 100 000 Hz, studiază efectul acestora în medicină precum și aplicațiile la semnalizări, la radar ca și la turnarea aliajelor, la defectoscopia prin ultrasunete, la realizarea telefoniei și telegrafiei submarine prin modularea undelor sonice. În calitate de membru de onoare al Societății inginerilor civili din Londra, cea mai veche societate de ingineri din lume, ține în cadrul acestei Societăți trei Conferințe distinse cu medalia de aur a Societății. Prima ținută la 3 octombrie 1948, are ca titlu „Scientist Versus Engineer", pune în evidență contribuția inginerilor la progresele științei. A 2-a, la 5 mai 1954 cu ocazia aniversării centenarului societății, tratează despre 100 de ani în dezvoltarea ingineriei mecanice". În a 3-a Conferință, ținută în aprilie 1959, expune opera sa științifică SONICITATEA.

George Constantinescu urmărește cu interes prefacerile care au loc în țara sa de origine, după evenimentele istorice de la 23 August 1944, care nu puteau să nu regăsească un puternic ecou în sufletul său întotdeauna legat de pămîntul natal. Noul climat creat în țară, îl atrage. Își exprimă dorința de a veni în țară, față de emulul său inginerul Matei Marinescu, care pregătește prin intervenții pe lîngă forurile superioare de stat, precum și prin organizarea de conferințe în cadrul ASIT și al Academiei, cunoașterea operei lui George Constantinescu în rîndurile inginerilor și oamenilor noștri de știință. Astfel George Constantinescu este invitat în octombrie 1961 de către Academia R.S. România să vină în țară pentru a lua nemijlocit contact cu realizările noii ordini sociale instituite în țară. Într-un voiaj pe care îl face parcurgînd 3 000 km și vizitînd principalele orașe ale țării, este impresionat de prefacerile adînci realizate într-un timp atît de scurt, de transformarea țării într-un vast șantier al industrializării. După ce trece și prin Craiova orașul natal, de care îl leagă atîtea amintiri, se întoarce la București. Aici, într-o ședință solemnă a Institutului politehnic, fosta Școală Națională de Poduri și Șosele, „Alma mater" de la care a preluat cu ani în urmă învățătura de bază a carierei sale, recunoscătoare față de marile servicii aduse patriei și lumii prin creațiile sale inginerești, îi conferă înalta distincție „DOCTOR HONORIS CAUZA" al Politehnicii din București, într-o atmosferă de entuziasm și venerație de nedescris. Este după aceea sărbătorit cu ocazia împlinirii vîrstei de 80 de ani, de Academie, într-o ședință solemnă, în care i se acordă titlul de „Membru de onoare" al acestui înalt for științific al țării.

Într-o ședință a Secției de științe tehnice a Academiei, care a urmat, sînt prezentate referate asupra aplicației sonicității la noi în țară (forajul sonic, deparafinarea sonică etc.) la care George Constantinescu face reco-

mandări prețioase pentru a dezvolta în continuare aceste aplicații și diversificarea lor.

Reîntors în Anglia, duce cu el în țara adoptivă mesajul dezvoltării impetuoase a științei și culturii țării sale de origine.

În 1963 este din nou invitat de Academie. În cursul acestei a doua șederi în țară, vizitează Institutul de energetică al Academiei, Muzeul tehnic Leonida, Uzina de mecanică fină din Sinaia, Instalația de foraj sonic de la Ploiești, dînd îndrumări privind dezvoltarea acestora precum și pentru deparafinarea sondelor, pentru injecția sonică la motoarele Diesel etc. La Consiliul Apelor constată cu plăcere aplicarea sonicității la pompajul sonic, la alimentările cu apă de adîncime. După o activitate intensă depusă în slujba realizării progresului tehnicii sonicității în țară, face o scurtă escală de odihnă la Constanța unde vizitează moscheia al cărui planșeu de beton armat îi reamintește de primele sale lucrări în domeniul betonului armat, ca pionier al acestei tehnici. Înainte de întoarcerea în Anglia, încredințează profesorului Matei Marinescu manuscrisul cuprinzînd completările aduse tratatului de „Teoria sonicității" în vederea editării celei de a doua ediții a acestei opere capitale a sa. Este ultima vizită pe care o face în țara sa de origine. În 1964 se stinge din viață la vila sa de pe malurile lacului Coniston unde se găsește și mormîntul.

Cu moartea sa, dispare unul din cei mai străluciți reprezentanți ai ingineriei românești, inventator devenit celebru prin aplicațiile noii științe SONICE pe care a creat-o într-o epocă în care cercetarea științifică în țara noastră constituia un act de eroism care cerea sacrificii, ca acela pe care l-a făcut George Constantinescu înfruntînd însingurarea străinătății, pentru a putea da omenirii fructul geniului său, aducînd prin aceasta un prețios omagiu internațional țării sale natale, în ale cărei instituții de învățămînt a primit temeinica pregătire profesională, fără de care nu ar fi putut clădi impresionatul edificiu științific care este SONICITATEA.

În Jurnalul Societății inginerilor din Anglia (vol. LVII, ianuarie-martie 1966, nr. 1), societate a cărui membru de onoare a fost G. Constantinescu găsim următorul necrolog:

„Dl. George Constantinescu, despre a cărui moarte s-a scris în ultimul număr al revistei noastre, s-a născut în România în 1881. El a relatat în revista societății noastre (1959, p. 70) cum tatăl său, care a fost profesor de matematică, i-a lăsat moștenire o bibliotecă cu cărți de matematică foarte bune și cum interesul său pentru armoniile muzicale l-au determinat să le studieze serios și să acumuleze cunoștințe temeinice privind mecanismul propagării sunetelor. În aceeași revistă este reamintită pe scurt întîlnirea sa în 1913 cu Edison „cel care a inventat înregistrarea sonoră în ciuda faptului că întocmai ca Beethoven era complet surd".

Lucrarea sa „Teoria sonicității", pe care el a considerat-o mereu ca opera cea mai importantă a sa, a fost publicată de Amiralitate în 1918, dar chiar și astăzi, aproape 50 de ani mai tîrziu este puțin probabil ca noi să o fi înțeles cu adevărat mai mult decît am înțeles teoria lui Einstein.

Invenția sa cea mai cunoscută a fost mitraliera sincronizată cu ajutorul căreia piloții avioanelor de luptă au putut ca în războiul din 1914-1918 să tragă printre palele elicei care se rotea. Aceasta le-a dat o superioritate copleșitoare în ce privește puterea de foc și mulți din acești piloți care au rămas în viață au scris doamnei Constantinescu subliniind aprecierea lor pentru lucrările sale.

George Constantinescu a venit în Anglia în 1916 sperînd să găsească sprijin pentru ideile sale, sprijin pe care nu l-a putut găsi în țara natală România. Ascultînd povestirile sale asupra dificultăților pe care le-a întîmpinat la omologarea mitralierei sincrone, cineva s-ar putea întreba dacă optimismul său era justificat. Desigur că prima comisie oficială i-a respins lucrarea, cu toate că o autoritate științifică a descris-o ca fiind un mecanism excelent, care lucrează bine, se defectează greu și era de fapt cu mult mai avansat decît alte dispozitive similare utilizate în primul război mondial. Această lucrare a fost o contribuție imensă pentru această țară și a fost modest răsplătită (scăzînd impozitele !).

Lucrările sale inginerești îl arată ca pe un om de frunte, neconvențional, iar cei care l-au cunoscut și-l reamintesc ca un om încîntător și modest. Probabil că nu acestea sînt calitățile necesare celor care lucrează cu oficialitățile și ne întrebăm cine va lua în viitor deciziile care vor asigura ca în caz de nevoie dispozitivele să fie gata la timp, fie ele mitraliere sincrone, Spitfires sau oricare alt echivalent.

Dacă profunzimea gîndirii sale este arătată în lucrarea ,,Teoria sonicității'', multitudinea domeniilor de studiu este arătată în articolele sale ,,O sută de ani de inginerie mecanică'' în Revista centenară (1954, p. 121) și ,,Oamenii de știință contra inginerilor'' (1949, p. 113). Utilizarea cuvîntului ,,contra'' în loc de ,,și'' arată, ca un fapt de viață, poziția sa față de societate.

În articolul ,,Sonicitatea'', el a prezentat o descriere generală (1949, p. 69) a științei care într-o anumită măsură constituie opera vieții sale.

El a fost un susținător permanent al ideilor și idealurilor asociației noastre și deplîngem pierderea unui eminent om care a fost atît om de știință cît și inginer și care a dat foarte mult țării pe care a adoptat-o. Pentru aceasta el nu a avut ceea ce ar fi meritat, dar cel puțin noi putem spune că am avut privilegiul să avem numele lui înscris în lista membrilor de onoare''.

În încheierea acestei succinte note biografice, anexăm una din numeroasele scrisori adresate de G. Constantinescu savantului neurolog Gheorghe Marinescu și fiului acestuia prof. Matei Marinescu, scrisori care ilustrează din plin caracterul legăturilor pe care ilustrul inventator le-a întreținut atît cu emulul său din țara sa de origine cît și cu savantul neurolog de formație profesională atît de diferită.

Telephone: CONISTON 257
Telegrams: OXNESS BLAWITH

G. CONSTANTINESCO, Hon. F.S.E., Consulting Engineer,

OXEN HOUSE.
TORVER,
CONISTON, Lancs.

Your ref. 25—12—57; 21—2—58; 26—3—58;
Our ref. GC/SC

14 Aprilie 1958

*Dragă Matei,*

Îmi pare rău că am întîrziat așa mult cu răspunsul la scrisorile tale cu datele de mai sus. Iarna foarte grea, lucru mult și oboseala au contribuit toate laolaltă la acest rezultat.

Vei găsi aici, în ordinea cronologică a întrebărilor, și pe cît e posibil la acest stagiu, răspunsurile dorite.

1. — Văd că ați plănuit să construiți un generator de 2 kW·pe principiul unui transformator electrosonic cu dublă frecvență. Aceasta înseamnă 100 perioade sonice pe secundă, luînd curentul de la rețeaua normală de 50 perioade electrice. Lungimea de undă sonică va fi aproximativ $\lambda = 15$ metri. Deci pentru o conductă sonică de o lungime $l = M \times 7{,}50$ metri ($\lambda/2 = 7{,}5$ m) presiunea sonică va fi în fază sau opoziţiune ceea ce corespunde cu condiţiile cele mai favorabile.

Dar chiar dacă lungimea deviază de la aceste multiple de jumătăţi de undă, sistemul tot funcţionează, cu condiţia importantă de a avea o capacitate apropiată la generator (vezi fig. 4, p. 10 Teoria Sonicităţii precum şi fig. 5, p. 11). Dacă ciocanul e construit ca un rezonator şi debitează cu $\cos\varphi = 1$, se poate asimila cu o rezistenţă simplă, iar undele sonice în conductă vor conţine fundamentala harmonică plus harmonicile superioare devatate. Analiza complectă nu e uşoară, însă în mod practic capacitatea la generator absoarbe curentele devatate, iar curentul fundamental se formează într-o undă progresivă pe cînd ciocanul lucrează.

2. — Presiunea sonică de amplitudine H poate fi ridicată cît de mult, relativ la presiunea medie. Cu notaţiunile de la pagina 16, T. Sonicitaţiei am găsit convenabil de luat $p_{min} = 5-10$ k/cm², $H = 50-100$ k/cm².

Aşadar, spre exemplu, dacă adoptăm $H = 50$ k/c² vom lua $p_m = 55$ k/c², $p_{max} = 105$ k/c². Deci conductele trebuie calculate să reziste acestei presiuni maxime, de asemenea şi pereţii capacităţii etc. De observat este că presiunea sonică H este mai înaltă cînd ciocanul nu lucrează, deci capacitatea (un cilindru de oţel de pildă) trebuie calculată la o presiune mai înaltă de 105 k/c².

Aceasta, bineînţeles, se explică cît timp lungimea conductei nu deviază prea mult de $l = M \cdot \lambda/2$. Altfel situaţiuni critice pot să ia loc ca de exemplu în fig. 23 la p. 58—59.

3. — Cu privire la conductele flexibile, aceasta e o problemă care nu a fost încă rezolvată complect şi sunt încă necesare cercetări fundamentale.

4. — Cu privinţă la frecvenţa loviturilor de ciocan, aceasta va depinde de cerinţele industriale. Frecvenţa de 100 lovituri/secundă pare interesantă şi e posibil să dea bune rezultate pentru foraje în piatră. Ştiu că americanii au încercat să aplice ciocane cu 900—1000 lovituri/secundă acţionate prin magneto-stricţiune electrică. Acestea au fost preconizate pentru adîncimi foarte mari, însă rezultatele au fost nule şi proiectul abandonat.

5. — Ciocanele sonice construite de mine erau cu 25 şi cu 50 lovituri/secundă şi funcţionau perfect cu eficienţă foarte înaltă. Bineînţeles, dacă transformatorul electrosonic va reuşi bine, frecvenţa de 100 lovituri la ciocan nu va prezenta nici o dificultate. Ai menţionat $\eta = 75\%$ pentru generator; dacă aceasta e posibil, desigur suprimarea părţilor rotative va fi un mare beneficiu. Problema nu este însă prea uşoară. Părţile oscilante trebuie balansate, deci două generatoare în opoziţie vor trebui să lucreze sincron. Apoi cursa armăturilor va trebui să fie cuprinsă între limite bine definite, fie la plină încărcare, fie fără încărcare. N-am locul să menţionez aici toate premisele; dar desigur că le-aţi luat în considerare. În orice caz, trimite-mi, te rog, planul general ca să văd dacă sînteţi pe drumul cel bun pentru a evita greutăţi ulterioare.

6. — Comparaţiuni cu ciocanele de aer comprimat au fost făcute de specialişti în trecut şi s-a dovedit că economia de putere mecanică este

foarte importantă. După cazuri, se poate economisi cam 50% pînă la 80% din energia consumată de compresoarele de aer și de ciocanele cu aer comprimat. Eu am calculat că eficiența aerului comprimat, lucrînd fără expansiune, este cam 5÷10%, luînd de bază lucrul mecanic livrat de ciocan, divizat cu lucrul furnizat compresorilor. Generatorii sonici (rotativi) au o eficiență de cam 90%, ciocanele cu rezonator cam 90% și ceea ce dă $\eta =$ $= 0,9 \times 0,9 = 0,81 = 81\%$. Dacă se mai adaugă pierderi de 10—20% în conducte, rămîne cel puțin $\eta$ total aprox. 60%. Pe aceste baze, cu un sistem sonic bine chibzuit, economia este enormă, chiar dacă motorul electric vibrant (Electrosonic) ar mai scade cifra de 60% la 40%. Chiar în acest caz, de pînă la 8 ori mai multă energie percesivă va putea fi livrată la foraj, comparat cu aerul comprimat.

7. — Teoria Sonică publicată deja este numai o parte din lucrarea completă, după cum vei putea vedea din memoriul anexat la aceasta și intitulat ,,Introduction to Sonics" și ,,Applied Sonics".

Acest memoriu formează programul lucrărilor prezente și viitoare și după cum vei vedea tinerii ingineri ce vor să se specializeze în Sonică nu vor avea ocazia să se plîngă că nu vor avea destul de lucru.

Mi-a făcut mare plăcere să aflu din scrisoarea ta (21-2-58) că am fost ales ca membru de onoare al Academiei R.P.R. Pînă în prezent însă nu am primit înștiințarea de la Academie. Mi-a făcut plăcere, de asemenea, să aud despre vechiul meu prieten Ion Jianu, doctor profesor Emeritus, și despre amintirile lui despre mine. Te rog exprimă-i mulțumirile mele călduroase și dorința mea de sănătate și voie bună către dînsul care nu m-a uitat niciodată.

Între timp am primit vești și de la ing. Bazgan, care este unul din cei puțini ce au arătat interes în lucrările mele în domeniul Sonic, și care sînt sigur că a contribuit la progresul tehnicei de foraj.

Cu privire la tineri ingineri, te rog ia contact cu dl. secretar prim dl. acad. prof. St. Milcu de la Academia R.P.R., căruia i-am scris în această privință.

Termin această lungă scrisoare, în care am încercat să ating punctele principale din scrisorile tale, cu rugămintea de a exprima studenților Institutului Politehnic cele mai bune urări pentru reușita lucrărilor și pentru entuziasmul arătat cu privire la aplicarea științei Sonice în țara Românească. Sînt sigur că cu perseverență și cu dragoste pentru progres vor ști cum să îndrumeze cunoștințele teoretice către aplicări practice, spre folosul tuturor ce vor să lucreze cu gîndul și cu brațele lor.

Anexat trimit și o copie a tabloului ,,Pioneers in the March of Progress", după cum ai cerut.

Arată, te rog, soției și fetițelor tale sentimentele cele mai binevoitoare pentru sănătate și succes în viitor din partea noastră,

Cu dragoste,

G. CONSTANTINESCO

Prof. M. MARINESCU
Str. Fucik Julius No 27
Rayon 1 Mai
București
ROMÂNIA

foarte importantă. După cazuri, se poate economisi cam 50% pînă la 80% din energia consumată de compresoarele de aer și de ciocanele cu aer comprimat. Eu am calculat că eficiența aerului comprimat, lucrînd fără expansiune, este cam 5÷10%, luînd de bază lucrul mecanic livrat de ciocan, divizat cu lucrul furnizat compresorilor. Generatorii sonici (rotativi) au o eficiență de cam 90%, ciocanele cu rezonator cam 90% și ceea ce dă $\eta = 0{,}9 \times 0{,}9 = 0{,}81 = 81\%$. Dacă se mai adaugă pierderi de 10–20% în conducte, rămîne cel puțin $\eta$ total aproximativ 60%. Pe aceste baze, cu un sistem sonic bine chibzuit, economia este enormă, chiar dacă motorul electric vibrant (Electrosonic) ar mai scade cifra de 60% la 40%. Chiar în acest caz, de pînă la 8 ori mai multă energie percusivă va putea fi livrată la foraj, comparat cu aerul comprimat.

7. — Teoria Sonică publicată deja este numai o parte din lucrarea completă, după cum vei putea vedea din memoriul anexat la aceasta și intitulat „Introduction to Sonics" și „Applied Sonics".

Acest memoriu formează programul lucrărilor prezente și viitoare și după cum vei vedea, tinerii ingineri ce vor să se specializeze în Sonică nu vor avea ocazia să se plîngă că nu vor avea destul de lucru.

Mi-a făcut mare plăcere să aflu din scrisoarea ta (21-2-58) că am fost ales ca membru de onoare al Academiei R.P.R. Pînă în prezent însă nu am primit înștiințarea de la Academie. Mi-a făcut plăcere, de asemenea, să aud despre vechiul meu prieten Ion Țintu, doctor profesor Emeritus, și despre amintirile lui despre mine. Te rog exprimă-i mulțumirile mele călduroase și dorința mea de sănătate și viață bună către dînsul care nu m-a uitat niciodată.

Între timp am primit vești și de la ing. Bazgan, care este unul din cei puțini ce au arătat interes în lucrările mele în domeniul Sonic, și care sînt sigur că a contribuit la progresul tehnicei de foraj.

Cu privire la tinerii ingineri, te rog ia contact cu dl. secretar prim dl. acad. prof. St. Milcu de la Academia R.P.R., căruia i-am scris în această privință.

Termin această lungă scrisoare, în care am încercat să ating punctele principale din scrisorile tale, cu mulțumirea de a exprima studenților Institutului Politehnic cele mai bune urări pentru reușita lucrărilor și pentru entuziasmul arătat cu privire la aplicarea științei Sonice în țara Românească. Sînt sigur că cu perseverență și cu dragoste pentru progres vor ști cum să îndrumeze cunoștințele teoretice către aplicări practice, spre folosul tuturor ce vor să lucreze cu gîndul și cu brațele lor.

Anexat trimit și o copie a tabloului „Pioneers in the March of Progress", după cum ai cerut.

Arată, te rog, soției și fetițelor tale sentimentele cele mai binevoitoare pentru sănătate și succes în viitor din partea noastră.

Cu dragoste,

G. CONSTANTINESCO

Prof. M. MARINESCU
Str. Fučik Julius No 27
Rayon 1 Mai
București
ROMÂNIA

# 0. STUDIU INTRODUCTIV

## 0.1. ACTUALITATEA ȘI PERSPECTIVELE SONICITĂȚII

Studiind lucrările inventatorului G. Constantinescu se constată că ele sînt foarte bine fundamentate teoretic, iar realizările practice sînt în concordanță cu teoria și prezintă avantajele prevăzute. Ele au fost recunoscute și atestate de personalități științifice de prestigiu internațional în lumea științifică ca lord Rayleigh, Sir J. J. Thomson și Sir Charles Parsons, contemporani cu G. Constantinescu. Aceștia au vizitat laboratoarele sonice de la Londra și au fost impresionați de realizările tehnice — generatoare și motoare sonice — în care propagarea undelor în lichide era folosită pentru a transmite puteri considerabile de zeci de kW între un emițător și un receptor.

Traducerea cărții „Theory of Sonics" în limba română a fost făcută nu ca o lucrare comandată ci ca o manifestare a considerației omului de știință și specialistului în hidraulică prof. D. Germani față de ideile originale ale autorului.

Recunoașterea valorii lucrărilor lui G. Constantinescu în domeniul sonicității a fost făcută de Amiralitatea Britanică care a finanțat laboratorul de sonicitate în care s-au dezvoltat multe aplicații în anii 1918—1920.

Utilitatea sistemului de sincronizare a tragerii cu mitraliera prin palele elicei, aducînd aviației britanice supremația în luptele aeriene ale primului război mondial, a creat inventatorului un prestigiu enorm.

În 1926, într-o revistă britanică G. Constantinescu era citat printre savanții lumii: Marie Curie, Albert Einstein, Thomas Edison, A. G. Bell, Guglielmo Marconi etc.

În ultimii ani ai vieții, proclamarea sa Doctor Honoris Cauza al Institutului politehnic din București și alegerea sa ca Membru de Onoare al Academiei R.S. România, completează o sumară enumerare a recunoașterii din timpul vieții a valorii operei eminentului ing. George Constantinescu.

Această recunoaștere a fost consacrată și post mortem pe plan internațional în cadrul celui de-al XVI-lea Congres internațional de istoria științei, unde memoria eminentului inventator român a fost omagiată la împlinirea centenaturului nașterii sale de iluștri oaspeți străini din Anglia, America, Italia.

Dacă teoriile care descriu sonicitatea sînt corecte, iar aplicațiile sonicității prezintă avantaje tehnico-economice, cum se explică faptul că ele nu sînt răspîndite în lumea largă, în viața practică, așa cum s-a întîmplat cu alte mari invenții? Este adevărat că injectoarele actuale ale motoarelor Diesel sînt construite după un model inventat de G. Constantinescu și au o răspîndire foarte mare, dar aceasta este foarte puțin în comparație cu amploarea și mulțimea invențiilor valoroase.

Este un lucru general recunoscut că multe mari invenţii importante apărute au fost un timp neglijate ca apoi să fie reluate şi dezvoltate. Se spune, în multe din aceste situaţii, că inventatorul a gîndit şi a inventat cu mult în avans faţă de epoca sa şi a depăşit nivelul de înţelegere al contemporanilor.

Multe invenţii au devenit realizabile numai după îndeplinirea unor condiţii sociale sau materiale.

În conferinţa despre sonicitate, ţinută la Şcoala Naţională de Poduri şi Şosele din Bucureşti în 1919, autorul a arătat unele din dificultăţile întîmpinate atunci cînd a încercat să explice unor experţi natura invenţiilor sale. George Constantinescu a cheltuit o enormă energie pentru a convinge lumea că lichidele sînt compresibile cu mult mai mult decît se accepta, iar această proprietate este esenţială în unele cazuri, ca acela al propagării vibraţiilor prin lichide. Construirea aparatelor demonstrative l-au condus la brevetarea unor resorturi hidraulice, acumulatoare hidraulice şi chiar a unor tunuri sonice. Aşa cum s-a afirmat chiar de la apariţia ei, sonicitatea este în corespondenţă cu electricitatea iar transmisiile sonice sînt similare cu transmisiile electrice de curent alternativ.

Considerînd analogia de mai sus adevărată, comprimarea lichidelor era echivalentă cu demonstrarea acumulărilor de sarcini electrice într-un condensator. Dacă considerăm saltul evolutiv al electrotehnicii de la experienţele de electrostatică pînă la apariţia teoriei liniilor lungi şi a sistemelor trifazate care s-a făcut într-un timp foarte lung, de secole, surprinde rapiditatea cu care inventatorul a parcurs această evoluţie în domeniul sonicităţii. Contemporanii nu l-au putut urmări cu aceeaşi viteză.

Transmisiile sonice se realizează prin vibraţii iar la începutul secolului, se considera că energia de vibraţie constituie o formă de energie degradată care nu se mai poate transforma decît în căldură. Era de neconceput că dintr-un sistem de vibraţii se poate obţine lucru mecanic cu randament ridicat.

De remarcat că primul brevet pentru o transmisie prin coloane de lichid în mişcare alternativă a fost cerut în februarie 1913 şi se referea la o transmisie trifazată cu generator şi motor sincron, fără nici o referire la compresibilitatea fluidului sau la propagarea unor unde în linii, deşi fenomenul propagării era studiat şi analizat de inventator.

Cererea de brevet pentru stocarea energiei în recipiente cu lichid sub presiune este depusă în decembrie 1915 şi acceptată în februarie 1917.

Acest decalaj de 4 ani faţă de primul brevet — în care au apărut şi alte invenţii în domeniul sonicităţii — sugerează faptul că ideile esenţiale ale sonicităţii" erau greu înţelese de specialiştii contemporani.

Una din cauzele cele mai importante care au făcut ca sonicitatea să nu se răspîndească a fost lipsa de informaţii tehnico-ştiinţifice. Cartea „Teoria sonicităţii" a fost publicată în limba engleză în timpul primul război mondial în foarte puţine exemplare, lucrarea fiind considerată secretă. După război, lucrarea nu a mai fost secretă, dar nu a fost retipărită sau difuzată. S-a făcut numai o traducere în limba română, într-un număr foarte mic de exemplare.

Inginerul Constantinescu a fost un inventator care a lucrat pe cont propriu şi care dorea să vîndă produsul muncii sale — invenţiile — în condiţii cît mai avantajoase, După dezamăgirile provocate de preluarea unor invenţii de către unele întreprinderi industriale fără plata cuvenită, el a devenit tot mai precaut în comunicarea invenţiilor sale, în afara protecţiilor acordate de brevete.

În aceste condiții republicarea cărții nu era indicată.

Mai mult, spre sfîrșitul activității, ing. G. Constantinescu își elabora invențiile și nu le breveta, deoarece sistemul de brevete acorda autorului un interval de timp relativ scurt în care putea beneficia de drepturile de autor. Asistăm, astfel, la un fenomen foarte curios în care inventatorul însuși contribuie la o cunoaștere foarte sumară a realizărilor sale, la o prezentare mai mult comercială și mai puțin științifică, făcută cu scopul de a atrage interesul unor capitaliști care să investească fonduri pentru dezvoltarea invențiilor.

Considerînd cauzele de mai sus ca explicații pentru neproliferarea transmisiilor sonice, se pune problema de a evalua actualitatea sonicității și prespectivele ei.

În ultimele decenii dezvoltarea științei și tehnicii au făcut progrese foarte mari, și nivelul de cunoștințe generale al personalului angrenat în activități tehnico-industriale a evoluat spectaculos și probabil înțelegerea sonicității nu ar fi frînată de idei eronate ca ,,incompresibilitatea lichidelor".

Aparatul matematic utilizat în mod obișnuit de tehnicienii ultimei generații este foarte puternic și permite o înțelegere imediată și o abordare creatoare a sonicității. Activități tehnico-științifice contemporane au ajuns să abordeze problema oscilațiilor de putere în instalații hidraulice dintr-un punct de vedere nou. Activitatea obișnuită a calculului sistemelor automate este determinarea stabilității sistemului și determinarea regimurilor tranzitorii. Utilizarea elementelor de execuție hidraulice — clasice — în sisteme automate a determinat și un mod special de lucru pentru calculul proceselor tranzitorii. În analiza stabilității, sistemul de acțiuni se consideră deschis și se aplică sistemului semnale alternative de frecvențe diferite care se propagă prin elementele hidraulice de putere. Analiza precisă a fenomenelor ne reamintește de teoriile sonicității. Se ține seama de compresibilitatea fluidului, volumele de lichid care se găsesc în instalație, masele corpurilor în mișcare la fel ca în teoria sonicității, însă cu alt scop. Mai mult, ingineri automatiști au introdus ca noțiuni noi, pentru calculul sistemelor hidraulice, impedanța hidraulică, capacitatea hidraulică, noțiuni cu care sonicitatea operează în mod obișnuit.

Apropierea între tehnica actuală de calcul a sistemului hidraulic și teoriile transmisiei sonice este atît de mare încît se poate afirma că sonicitatea ca transmisie de putere prin oscilații armonice ale coloanelor de lichid reprezintă studiul sistemelor hidraulice în regim armonic permanent.

Pentru specialiști, regimul armonic permanent este un caz particular al regimului tranzitoriu pentru un sistem dat. Lăsînd această particularizare la voia întîmplării înseamnă a aștepta ,,reinventarea" sonicității după cîțiva ani sau zeci de ani.

Din punct de vedere al posibilităților tehnice de realizare a dispozitivelor sonice — pistoane, cilindri, robinete, aparate de măsură — se știe că tehnologiile moderne, mașinile unelte sînt în prezent cu mult mai productive și mai puțin costisitoare decît la începutul secolului.

Este adevărat că producția de masă sau serie mare și tipizarea elementelor de transmisii convenționale (electrice, hidraulice, pneumatice, mecanice) sînt un impediment pentru utilizarea sistemului concurent, dar în anumite situații sistemul hidraulic ar putea deveni sistem sonic. Pentru un specialist care are de realizat o anumită transmisie, este mult mai lesni-

cioasă metoda de a alege echipament tipizat şi fabricat în întreprinderi specializate, decît să proiecteze şi să execute o transmisie unicat.

Totuşi cu elemente hidraulice comerciale se pot obţine unele transmisii sonice cu anumite avantaje, privind eficienţa şi comportarea dinamică a sistemului.

După ce s-au arătat, unele din motivele pentru care ştiinţa sonicităţii nu a dat încă roadele pe care ar putea să le dea, în numeroase aplicaţii industriale, se trec în revistă cîteva din aceste aplicaţii pentru a se vedea avantajele.

## 0.2. CIOCANE

Avînd în vedere mişcările oscilatorii ale mediului folosit pentru transmisia energiei sonice, cea mai evidentă aplicaţie este aceea a ciocanelor de orice fel pentru găurirea rocilor, nituiri, tăieri, sfărîmări, găuriri şi prese cu acţiune rapidă. Prototipurile folosind apa ca mediu de transmisie (hidrosonicitate) au demonstrat eficienţe mult mai mari faţă de variantele pneumatice, hidraulice sau electrice.

Ciocanele sonice sînt foarte simple şi convenabile pentru a lucra sub apă, în locuri umede, noroi, praf şi condiţii atmosferice extreme.

Frecvenţa loviturilor unor asemenea ciocane poate fi de la cîteva lovituri pînă la sute pe secundă şi puterea dată de la cîţiva waţi la mai mulţi kilowaţi.

Se constată lipsa oricăror supape de distribuţie (cum sînt la cele pneumatice), iar greutatea, costul şi întreţinerea ciocanelor sonice sînt foarte mici.

Perforatoarele de rocă pot asigura şi spălarea cu apă în timpul lucrului, îmbunătăţind condiţiile de lucru şi eliminînd supraîncălzirea. Pentru lucrări sub apă, ciocanele de nituit şi cele pentru tăiat nu strică vizibilitatea deoarece nu se formează bule de aer ca la sculele pneumatice.

## 0.3. MOTOARE ROTATIVE

Generatoarele sonice şi motoarele au o mare gamă de tipuri. În general ele sînt de tip sincron şi asincron. Ele pot fi monofazate sau polifazate. Motoarele sonice rotative sînt convenabile pentru distribuţia puterii pentru orice fel de scopuri industriale. Mai multe motoare sonice independente pot fi cuplate şi decuplate de la o linie sonică de alimentare care poate fi o simplă ţeavă (monofazat) sau mai multe ţevi (polifazat).

Motoarele sonice sincrone sînt unice în domeniul mecanicii prin acea caracteristică de a menţine un sincronism riguros între ele şi generator. Sisteme de reductoare pot fi înlocuite prin motoare sonice compacte, interconectate prin ţevi de diametru mic prin care se transportă energia sonică. Aceasta deschide perspectiva unei mari simplificări în proiectarea, fabricarea şi întreţinerea unor viitoare combine agricole, maşini unelte, maşini de tipărit etc. Motoarele asincrone sînt convenabile pentru aplicaţii în cazurile în care sarcinile au variaţii foarte mari, ca la locomotive, tractoare, excavatoare, macarale etc. În contrast cu motoarele electrice, cupluri extrem

de mari se pot obține și menține nedefinit de mult timp cu încălziri neglijabile. Motoarele sonice au caracteristica de a se adapta singure, automat, la sarcină, astfel încît motorul primar, de exemplu un motor Diesel, să-și mențină cu cuplu constant și turația neschimbată atunci cînd cuplul și turația motorului sonic variază într-o gamă foarte largă. Aceasta este o proprietate valoroasă a transmisiei de putere pentru motoarele de automobil, mașinile de tracțiune, laminoare, pentru industria petrolieră etc. Există posibilitatea de aplicare a motoarelor sonice în domeniul important al unităților de putere Diesel-sonice care sînt mai ieftine, mai ușoare și mai eficiente față de tehnica Diesel-electrică și Diesel-hidraulică utilizate astăzi.

## 0.4. TERMOSONICITATEA

O aplicație interesantă a sonicității este transmisia căldurii la distanță într-un mod similar încălzirii electrice. Conducta sonică conținînd apă poate transmite energie sonică de la un generator la o rezistență sonică, care se poate găsi la mare distanță. Această energie este transformată în căldură, în timp ce conducta de transport rămîne rece. Rezistența generează temperaturi mari și se poate extrage apă fierbinte sau abur de la elementul de încălzire. Apa sau fluidul utilizat ca mediu de transmisie în țevi nu circulă iar dacă se dorește se poate utiliza numai o singură țeavă (rețea sonică monofazată).

O aplicație importantă a acestei tehnici este indicată pentru încălzirea uleiurilor vîscoase în țevi sau în rezervoare în anotimpurile reci. O economie importantă a puterii de pompare se poate obține astfel în condiții de siguranță din punct de vedere al pericolului de incendiu în industria petrolului, la arzătoarele de combustibil greu, la încălzirea spațiilor cu materiale explozive etc.

Metoda poate fi folosită pentru fierberea și distilarea materialelor inflamabile, elementele de încălzire fiind sigure chiar atunci cînd sînt complet imersate în amestecuri inflamabile sau explozive.

Un domeniu nou de aplicare a termosonicității este posibilitatea de a inversa procesul și a genera putere direct dintr-o sursă de căldură.

Experiențele efectuate pe prototipuri îndreptățesc a afirma că s-ar putea ajunge la rezultate ce practic ar conduce la noi soluții ce ar înlocui turbinele cu gaz.

## 0.5. STOCAREA ENERGIEI

Acest capitol acoperă multe domenii de aplicații în care se cer efecte de elasticitate și amortizări. Astfel de resorturi sonice de orice capacitate pot fi folosite ca o variantă în locul oțelului, aerului comprimat sau resorturilor de cauciuc.

Mediul elastic folosit în resorturile sonice fiind un lichid ce lucrează sub presiune foarte mare, poate prelua șocuri violente și variații de orice durată. Sînt practic eliminate dificultățile inerției sau a oboselii materialelor de la alte sisteme. Volumul ocupat, greutatea și costul sînt, de asemenea, foarte reduse.

Aceste resorturi pot fi utilizate pentru sarcini foarte mari ca la locomotive, camioane, tampoane, mecanisme etc.

Acumulatorii sonici de presiune se aplică la sculele de percuție, prese de mare putere, forje, lansări de proiectile, torpile. rachete etc.

Efectul de amortizare al resoartelor sonice reduce sau elimină vibrațiile prin absorbirea și transformarea lor în căldură.

## 0.6. SEMNALIZĂRI ȘI CÎMPURI SONORE

Generatoarele sonice pot produce unde sonore de frecvențe joase sau înalte, permițînd transmiterea unor semnale puternice pentru comunicații subacvatice, prin roci sau prin aer; fie prin unde directe, fie prin unde reflectate sau refractate. Acestea sînt indicate pentru detectarea obstacolelor și prevenirea ciocnirilor în ceață sau întuneric.

În contrast cu metodele electrice, sunetele generate sonic pot fi eficace pentru distanțe scurte și sînt astfel indicate pentru protecția avioanelor ce zboară în apropierea solului, la aterizare sau la trecerea peste înălțimi.

Generatoarele infrasonice sau ultrasonice sînt ușoare și compacte comparativ cu cele electrice, sînt ușor de fabricat, ușor de întreținut și nu sînt afectate de apă sau umiditate. Asemenea instalații sînt indicate pentru explorări geodezice, explorări subterane pentru petrol sau minereuri, ca o variantă înlocuitoare a metodei exploziilor subterane.

Instalațiile sonice pentru generarea impulsurilor pot fi aplicate pentru semnalizări feroviare, unde chiar trecerea trenului generează impulsuri. Acestea sînt transmise prin țevi la diferite distanțe unde pot semnaliza, protejînd trenul în față și în spate.

Sistemul sonic nu necesită modificări sau adăugiri la locomotive sau la calea de rulare și este independent de rețeaua electrică sau alte surse de putere.

Acest sistem este aplicabil la probleme similare în care sînt necesare interblocări prin comenzi de la distanță. Semnalele se propagă cu viteza sunetului în lichidul folosit ca mediu de transmisie, iar acesta poate fi apa sau uleiuri ce nu îngheață sau soluții antigel.

## 0.7. ELECTROSONICITATEA

Aceasta este o nouă dezvoltare interesantă în care curenții sonici sînt generați direct de curentul alternativ al rețelei de putere. Asemenea transformatori electrosonici ar putea conduce la soluții noi pentru locomotive electrice, alimentate direct de la firul de cale de tensiune înaltă cu frecvență industrială.

Într-o asemenea schemă, singurul echipament electric pe locomotivă ar fi transformatorul electrosonic, transmisia puterii la roți făcîndu-se cu motoare sonice ușoare și robuste.

Transformatorul electrosonic este reversibil, el putînd genera energie electrică fiind alimentat de la rețeaua sonică. Asemenea transformatori pot fi rotativi sau statici (în care nu sînt piese în mișcare). Cercetarea va decide care tip este preferabil.

## 0.8. APLICAȚII SPECIALE

Sistemul sonic permite generarea presiunilor extrem de mari de ordinul miilor de atmosfere, fie static, fie percusiv, substituind efectul exploziilor. Aceasta s-ar putea dovedi important în mine datorită dispariției riscului de foc, lipsei de gaze otrăvitoare și a prafului.

Avînd în vedere marea simplitate și greutatea mică a ciocanelor sonice de înaltă frecvență, acestea pot fi utilizate pentru tăierea și fasonarea metalelor, a pietrelor, sticlei etc.

Transmisiile de impulsuri hidrosonice au multe aplicații posibile și au fost aplicate cu succes la armele avioanelor britanice în timpul și după primul război mondial.

Altă aplicație importantă este injecția combustibilului pentru motoarele Diesel de mare viteză la care conducta de alimentare cu combustibil este folosită ca mediu pentru transmiterea puterii la injectoarele independente, de la un generator central de impulsuri.

Un domeniu interesant de aplicație este dezvoltarea mașinilor de calculat sonice capabile să rezolve rapid probleme dificile legate de rezonanță și oboseală, care altfel necesită luni de calcule migăloase sau chiar nu se pot soluționa prin metode obișnuite.

O aplicație specială a sonicității este aceea a îmbunătățirii turnării metalelor de orice fel. Experimentele au dovedit că turnări cu granulații foarte fine au fost obținute cu aceste metode. Nu numai metalele, dar chiar mortare, betoane și orice material plastic sau amestecuri pot fi tratate în timpul procesului de turnare cu energii sonice intense care pătrund adînc și difuzează prin material producînd și menținînd omogenitatea în timpul perioadei de solidificare.

Cu același tratament aplicat amestecurilor de aer cu combustibil pulverizat, arderea este mult îmbunătățită și aplicarea este indicată pentru turbinele de gaz, cazane etc.

Un domeniu interesant de aplicare a impulsurilor sonice de mare energie dar de durată scurtă este acela al explorării geologice sau prospectării zăcămintelor de petrol sau minerale, ca variantă față de metoda exploziilor. Se pot construi generatoare compacte pentru a produce unde sonice percusive de mare putere, care să se propage prin sol în toate direcțiile sau într-o direcție, putînd atinge distanțe foarte mari prin pămînt.

Efectele fiziologice produse de generatorii sonici de înaltă frecvență și difuzori pot fi folosite pentru scopuri medicale. Asemenea curenți pot pătrunde adînc prin țesuturi și structuri osoase fără pericolul de ardere sau șoc. Acestea în contrast cu efectele curentului electric care acționează indirect prin sistemul nervos.

Din succinta enumerare a multiplelor aplicații industriale ale sonicității se desprind multiplele posibilități deschise pentru aplicarea invențiilor sonicității în ingineria modernă și cercetarea științifică, față de metodele de transmisie a puterii clasice: hidraulice, mecanice, pneumatice sau electrice.

Am văzut din cele de mai sus actualitatea și perspectivele sonicității în domeniul aplicațiilor tehnice, dar studiul ,,tratatului'' mai oferă cititorului, mai ales dacă acesta este animat de pasiunea cercetării și a creației științifice, o ocazie rară de a pătrunde în mecanismul creației științifice, de a urmări în modul cel mai autentic procesul acestei creații și inspirîndu-se de la ea să ducă mai departe prețiosul patrimoniu științific lăsat de George Constantinescu posterității. În sensul celor de mai sus, vom arăta acum ocolurile și obstacolele întîmpinate de-a lungul drumului parcurs de creator și deschizător de noi orizonturi în știință, pentru a ajunge de la ideea inițială, la rezultatul final.

## 0.9. CUM A CREAT GEORGE CONSTANTINESCU ȘTIINȚA SONICITĂȚII

Thomas Edison, acest ilustru inventator zicea cu mult umor, dealtfel, că pentru a face o invenție sau o descoperire, este nevoie de numai 1% inspirație și 99% transpirație. Cu siguranță însă că dacă Edison ar fi cunoscut matematică, drumul de la inspirație la rezultatul final ar fi fost parcurs mai repede și cu mult mai puțină transpirație, fiind scutit de nenumăratele încercări empirice, necesare atunci cînd nu putem încadra obiectul cercetării în limbajul matematic.

Spre deosebire de Edison, George Constantinescu mînuia analiza matematică cu multă măiestrie, ceea ce i-a permis să parcurgă drumul de la ideea inițială la rezultatul final într-un timp record. Să căutăm deci să-l urmărim pe George Constantinescu de-a lungul acestui drum plin de învățăminte, mai ales pentru cei care se dedică cercetării științifice și aspiră să-și aducă contribuția la îmbogățirea patrimoniului științific universal. Ideea de la care a pornit, să-i zicem inspirație, a fost aceea de a considera propagarea sunetului prin unde, studiat în acustică, ca un caz particular de transmisie a puterii mecanice prin vibrații de la un capăt la celălalt al unui tub acustic. Puterea astfel transmisă prin tuburi acustice este însă extrem de mică din cauza marii elasticități a aerului. De asemenea, la amplitudini mai mari de vibrații, transmisia puterii este practic limitată de fenomenele calorice care o însoțesc, pe lîngă faptul că ecuațiile propagării se complică considerabil în acest caz, nemaiputînd fi rezolvată prin metodele cunoscute.

Printr-o asociație de idei, George Constantinescu și-a pus întrebarea dacă nu cumva s-ar putea spori puterea mecanică transmisă prin unde, folosind ca mediu de transmitere în locul aerului, apa, care avînd o elasticitate mult mai mică decît aceea a aerului, ar putea prelua puteri mecanice transmise cu mult mai mari. Din măsurătorile precise ale lui Emile Amagat asupra elasticității apei, George Constantinescu a preluat aceste date calculînd cu ele puterea mecanică ce s-ar putea transmite prin vibrații, de o anumită amplitudine în acest mediu, aceasta nemaifiind limitată de fenomenele calorice care o însoțesc în cazul transmisiei prin aer. Rezultatul a fost acela pe care l-a intuit și anume că puterea transmisă astfel prin apă, crește, de la cei cîțiva microwați transmiși prin aer, la zeci și sute de kW transmiși prin apă.

George Constantinescu nu s-a mulțumit însă cu acest rezultat teoretic atît de surprinzător, dar l-a supus unei verificări experimentale. Cu mijloace modeste, improvizate, realizează prima instalație sonică de transmisie a puterii mecanice, prin vibrații în apă, punînd în joc cîțiva kW. Instalația realizată în 1912, existentă și astăzi, consta dintr-un generator de vibrații mecanice aplicate la capătul unei conducte de oțel umplute cu apă, la capătul celălalt unda sonică produsă în apă, purtătoare de energie vibratorie, fiind convertită din nou în putere mecanică printr-un motor sonic rotativ. Desigur că pentru proiectarea și dezvoltarea unor astfel de instalații, George Constantinescu a trebuit să aplice teoria propagării sunetului prin tuburi acustice, înlocuind valoarea parametrilor: elasticitate și densitate pentru aer, cu valorile acelorași parametri pentru apă, și să treacă de la presiuni de ordinul unei fracțiuni de atmosfere, la presiuni de ordinul a mii de atmosfere. A trebuit, de asemenea, să ia în considerare fenomenul undelor

staționare care la presiuni de ordinul a mii de atmosfere și avînd în vedere pierderile mici prin fricțiune, devine periculos putînd duce la spargerea conductei. În felul acesta a putut George Constantinescu să verifice toate concluziile teoriei pe instalația sa experimentală, ceea ce i-a dat deplina siguranță în valabilitatea ipotezei admise și a concluziilor teoretice deduse pornind de la aceasta. Dar G. Constantinescu nu s-a oprit la acest prim rezultat, totuși atît de important, și într-o a doua etapă a investigațiilor, elaborează o nouă teorie a transmisiei puterii mecanice prin vibrații specifică transmisiei puterii prin lichide, transmisie neafectată de efecte termice care limitează transmisia prin sunet, în aer. Astfel, în loc să pornească de la ecuațiile generale ale propagării sunetului pentru a ajunge la diferitele efecte particulare, folosind metoda lui Rayleigh, în tratatul clasic: *Theory of sound,* George Constantinescu urmează drumul invers: pornește de la particular ca să ajungă la general. Pornind de la 4 definiții simple și anume: elasticitatea, masa, fricțiunea și perditanța, dat fiind că aceste mărimi sînt proprietăți absolute ale materiei, care intervin în orice manifestare a ei, stabilește anumite relații între ele, verificate prin experiențe, constată că aceste relații sînt analoge cu acelea care leagă între ele capacitatea, inductanța, rezistența serie și derivație, mărimi definite în circuite electrice de curent alternativ.

Dacă legile care guvernează curenții sonici din conducte sînt analoge cu acelea care guvernează curenții electrici alternativi din circuite electrice, atunci orice proprietate a acestora din urmă își găsește echivalentul în domeniul sonic.

George Constantinescu se găsea, astfel, în posesia unui dicționar electrosonic care îi permitea să traducă automat o proprietate electrică în echivalentul său sonic. Ne găsim astfel în cazul unei exemplificări strălucite ale avantajelor metodei analogiilor folosită ca metodă de creație și investigație științifică. René Descartes în celebrul său discurs asupra metodei a rezumat aceasta spunînd că „metoda creează rezultatele" și rezultatele obținute de George Constantinescu prin folosirea acestei metode au fost spectaculoase. Astfel, toate motoarele electrice și-au găsit echivalentul sonic. George Constantinescu a creat motoare sonice sincrone, asincrone, mono-bi-trifazate, serie, derivație, cu colector etc., motoarele sonice prezentînd numeroase avantaje față de cele electrice. Ilustrul fizician englez Lord Rayleigh, văzînd cu ochii săi aceste motoare în funcție, a exclamat, citez: „existența și funcționarea motoarelor D-tale sînt de domeniul magiei: nu mi-aș fi putut închipui niciodată, cu toate că m-am ocupat o viață întreagă de *sunet,* că această transmisie prin apă să poată produce asemenea efecte".

Cu drept cuvînt George Constantinescu poate fi supranumit vrăjitorul de la Coniston Lake după cum Edison a fost supranumit vrăjitorul de la Menlopark.

Obstacolul cel mai greu de învins pentru recunoașterea unanimă a științei a fost credința absolută a savanților și inginerilor din acea epocă în incompresibilitatea lichidelor, și a apei, în particular. În toate calculele hidraulicienilor, verificate practic prin construcția barajelor, a alimentărilor cu apă, a pompelor hidraulice etc., apa era considerată ca incompresibilă, ipoteza este verificată prin nenumărate și importante realizări industriale și lucrări edilitare.

Ca urmare a acestor argumente majore, ipoteza lui George Constantinescu era considerată ca absurdă. Cînd George Constantinescu a vrut să-și breveteze invențiile sonice în America, examinatorul Oficiului de brevete din Washington a respins cererea de brevetare, declarînd că mașinile sonice nu pot funcționa iar autorul a fost caracterizat drept un nebun de român (a mad rumanian). A trebuit mărturia sub prestare de jurămînd a unui membru al Royal Society din Londra, care a declarat că a văzut cu ochii săi aceste mașini funcționînd, pentru ca examinatorul Oficiului de brevete din Washington să acorde brevetul de invenție, solicitantului. În ciuda evidenței faptelor, George Constantinescu a avut încă mult de luptat contra prejudecății adînc înrădăcinate a incompresibilității apei. Cînd Galileo Gallilei, care descoperise sateliții lui Jupiter grație lunetei sale, vrînd să convingă pe unii din cardinali de existența acestor sateliți, l-a rugat pe înaltul prelat să se uite prin lunetă, acesta a refuzat pretextînd că acest lucru îi va da dureri de cap. Aceasta numai și numai pentru a nu fi zdruncinată credința unanim recunoscută conform dogmei religioase a imuabilității sistemului solar. La moartea cardinalului, Gallilei exclama ironic: ,,acum sufletul Cardinalului înălțîndu-se spre ceruri, va putea vedea cu ochii ceea ce de pe pămînt nu a vrut să vadă uitîndu-se prin lunetă''. Am dat, ca exemplu, acest episod istoric, pentru a ilustra procedeul atît de antiștiințific și prejudicios pentru progresul științei, al contestării faptelor pentru salvarea dogmelor. Și totuși acest procedeu rămîne operant și astăzi și în viitor, în ciuda învățămintelor istoriei.

Un caz similar se petrece sub ochii noștri; mă refer la pilele Karpen a căror funcționare neîntreruptă timp de o jumătate de secol, fără modificări chimice, nu a putut încă convinge pe oamenii noștri de știință, că ne găsim în fața unui fapt care contrazice părerea unanim acceptată asupra generalității absolute a Principiului al II-lea al termodinamicii. În această atitudine conformistă mai intervine cea ce se exprimă lapidar spunînd că: ,,nimeni nu este profet în țara lui''. Cînd vor veni confirmări din afară, confirmări care au început să apară (mă refer la pilele Karpen), se va schimba și atitudinea noastră de expectativă conformistă, relativ la această problemă. Mi-am permis a face aici, incidental, această diversiune polemică, pentru a atrage odată mai mult atenția asupra a ceea ce aș putea numi, ,,drama validării teoriilor științifice'' căreia i-au căzut victime mulți dintre acei care au creat omenirii noi epoci în istoria cunoașterii științifice, dramă provocată de reacția naturii față de cei care caută să-i smulgă secretele.

În încheierea acestui studiu introductiv mai trebuie adus la cunoștința cititorului că George Constantinescu este acela care a descoperit cavitația sonică, a cărei existență a fost contestată la început ca urmare a poziției lui P. Langevin cu care G. Constantescu a purtat o polemică terminată în avantajul său.

Tot el este acela care pentru prima oară a realizat tăierea cuarțului și a unor materiale dure prin vibrații ultraacustice, fapt pe baza căruia s-a dezvoltat mai tîrziu metoda sonică de prelucrare a metalelor dure.

În sfîrșit, G. Constantinescu este și autorul ,,convertorului de cuplu'' a cărui descriere se găsește în prezenta lucrare.

Ca om, deși conștient de valoarea operei sale, G. Constantinescu era de o rară modestie. De o probitate științifică și ținută morală exemplară, încuraja tineretul studios și pe acei tineri săraci, cărora le acorda cu multă generozitate sprijin material, cunoscînd din proprie experiență dificultățile prin care trec acei care se sacrifică nobilului țel al creației științifice și tehnice.

# TRATAT DE TRANSMISIE SONICĂ A ENERGIEI

## CAPITOLUL I
## INTRODUCERE

Una din problemele fundamentale ale ingineriei mecanice este aceea de a transmite energia disponibilă în natură, după o transformare potrivită, la un punct oarecare unde ea poate fi întrebuințată pentru a produce lucru util.

Metodele pentru a transmite energia, cunoscute și practicate în inginerie, se pot cuprinde în general în două clase: (a) metoda mecanică, cuprinzînd și pe cea hidraulică, pneumatică și prin cabluri; (b) metoda electrică. Prezentul volum tratează despre o nouă metodă prin care problema a fost rezolvată de autor.

Toate metodele de transmisie a energiei prin lichide, cunoscute ca metode hidraulice, care s-au aplicat pînă acum, se bazează pe transmiterea continuă a presiunii printr-un lichid, astfel că presiunea produsă la un capăt al liniei este utilizată la celălalt capăt. Lichidul din această formă de transmitere lucrează pur și simplu ca o bară flexibilă de transmisie, *incompresibilă*.

Metodele pneumatice cunoscute presupun un curent în tuburi avînd mereu aceeași direcție, presiunea fiind produsă la un capăt al sistemului și utilizată la celălalt capăt; în acest caz elasticitatea aerului întrebuințat este cîteodată folosită la receptoare.

În metodele de transmisie prin cabluri de tracțiune, generatorul de putere este pus în legătură cu receptoarele printr-un cablu pe cît posibil inextensibil; sistemul se bazează pe mișcarea longitudinală a cablului privit ca indeformabil în lungime.

În toate aceste metode cunoscute, care întrebuințează mijloace mecanice pentru transmisia energiei de la un punct la un alt punct depărtat, elasticitatea nu are rol direct și în general este evitată sau ignorată.

Sistemul autorului se bazează pe *elasticitatea* mediului prin care energia este transmisă. Caracterul esențial al sistemului este că particulele mediului întrebuințat, fie solid fie lichid sau gazos, sînt într-o *stare de vibrație* de o parte și de alta a unei poziții medii.

După noul sistem, energia se transmite de la un punct la altul, la o distanță care poate fi considerabilă, cu ajutorul imprimării unor variații periodice de compresiune sau tensiune, care produc vibrații longitudinale în coloane solide, lichide sau gazoase. Energia se transmite prin aceste vivibrații periodice de presiune și volum în direcție longitudinală și transmiterea aceasta poate fi caracterizată ca transmisie de putere prin *unde sonore*.

Numele de știință *sonică* sau *sonicitate* a fost adoptat pentru a denumi știința care tratează toate aplicațiile proprietăților elastice ale materiei la transmiterea energiei. Noua știință diferă de *hidraulică* în sensul că hidraulica este știința care tratează despre aplicațiile proprietăților lichidelor, considerate ca fiind practic incompresibile.

Metod le sonice se bazează în întregime pe proprietățile elastice ale materiei, iar elasticitatea aceasta este folosită pentru transmiterea energiei.

CAPITOLUL II

# PRINCIPII FIZICE ELEMENTARE

În natură sînt multe exemple de transmitere a energiei prin vibrații aproape se poate spune că mișcarea prin unde este metoda naturală a transmisiei energiei.

Să considerăm cîteva fenomene cunoscute de vibrații de particule materiale.

Transmiterea sunetului prin aer este datorită unei mișcări vibratoare produsă de o sursă în aerul înconjurător; fiecare particulă de aer în vecinătatea sursei este pusă într-o stare de vibrație, de o parte și de alta a unei poziții medii.

O metodă comună pentru a produce sunete este de a face să vibreze o diafragmă elastică, care imprimă vibrațiile sale aerului înconjurător. Prin izolarea aerului, căruia i se comunică vibrațiile, de exemplu, cu ajutorul unui tub acustic, sunetul poate fi dirijat și o cantitate de energie vibratoare produsă poate fi transmisă la distanțe mari.

Să considerăm ceea ce se petrece în tub cînd aerul conținut este pus în mișcare printr-o diafragmă așezată într-un plan normal pe axa tubului și care vibrează de ambele părți ale unei poziții mijlocii.

Prima mișcare a diafragmei în direcția tubului deplasează o cantitate oarecare de aer de-a lungul lui; la această deplasare se opune aerul în repaus din restul tubului, astfel că se produce o zonă de aer comprimat în imediata vecinătate a diafragmei. În același timp diafragma în mișcare comunică viteză particulelor de aer din imediata ei vecinătate; aceste particule transmit viteza lor la particulele următoare și în modul acesta orice perturbație produsă odată prin diafragmă va înainta de-a lungul tubului. La mișcarea înapoi a diafragmei, aerul comprimat în imediata ei vecinătate, fiind elastic, se destinde și avem atunci o zonă de aer rarefiat în contact cu diafragma.

Vibrațiile continui ale diafragmei produc zone alternate de înaltă și joasă presiune și perturbațiile produse astfel circulă de-a lungul tubului pînă cînd, în cele din urmă, toate particulele de aer din tub se pun în stare de vibrație; s-a constatat că zonele de înaltă și joasă presiune se deplasează de-a lungul tubului cu o anumită viteză, de 330 metri pe secundă.

Într-un mod analog, energia sunetului se deplasează și prin alte medii elastice. Viteza prin apă s-a găsit a fi 1 500 metri pe secundă.

În modul întrebuințat pînă acum pentru transmisia puterii prin sisteme hidraulice și mecanice, legăturile lichide sau solide au fost considerate ca mișcîndu-se în bloc și ca fiind practic incompresibile și inextensibile. Totuși atît coloanele lichide cît și cele solide sînt elastice, iar această proprietate poate fi folosită la transmiterea energiei prin vibrațiile particulelor materiale din care acele coloane sînt construite. Vom considera mai întîi cazul coloanelor lichide.

Să presupunem că avem un tub de fier de 150 metri lungime, 2,5 cm diametru interior și 0,5 cm grosime de metal, închis la un capăt și plin cu

apă. Să presupunem că un piston ajustat ermetic este împins în tub sub o presiune constantă de 35 $kgf/cm^2$ ($34,3 \cdot 10^5$ Pa).

Dacă lichidul ar fi incompresibil, creșterea în volum a tubului sub această presiune ar permite pistonului să intre cu aproape 1,5 cm.

Dacă tubul ar fi absolut nedeformabil, presiunea ar comprima apa într-un grad care ar permite pistonului să intre cu aproape 26 cm.

Se vede, prin urmare, că compresiunea apei într-un tub de fier cu dimensiunile considerate, este factorul principal în schimbările de volum care se produc sub presiune și că dilatarea tubului este aproape neglijabilă.

La suprimarea presiunii exercitate asupra pistonului apa se destinde la volumul ei inițial. Întrebuințînd alte lichide se pot obține rezultate similare. Să presupunem acum că tubul, în loc de a fi închis în mod rigid la un capăt, este închis de un piston ușor mobil ținut permanent în contact cu coloana lichidă, dar liber de a se mișca împreună cu lichidul; să presupunem apoi că pistonul motor, în loc de a fi împins încet în tub, este legat cu o manivelă care se învîrtește repede imprimîndu-i o mișcare armonică simplă, și că pe lîngă impulsurile pistonului, o presiune permanentă lucrează asupra coloanei lichide. Singura rezistență la mișcarea pistonului este inerția coloanei de lichid, iar dacă coloana este scurtă, lichidul se va mișca ca o masă solidă. Dacă totuși coloana este de a lungime considerabilă, la mișcarea straturilor de lichid care se găsesc mai aproape de pistonul motor se opune inerția straturilor mai îndepărtate, astfel că la cursa înainte lichidul va fi comprimat în imediata vecinătate a pistonului, reducîndu-și volumul; rezultă că mișcarea straturilor de lichid, îndepărtate de piston, va fi mai redusă decît aceea a straturilor apropiate.

La orice viteză de rotație dată a manivelei va fi un punct în coloana lichidă, în care, la terminarea cursei înainte a pistonului, nici o mișcare de lichid nu va avea loc. Lichidul dintre acest punct și piston va fi în acel moment într-o stare de compresiune care variază de la un maxim lîngă piston, la zero.

În momentul vitezei maxime a pistonului, viteza stratului de lichid în contact cu el va fi mai mare decît aceea a straturilor mai îndepărtate; iar energia cinetică a straturilor apropiate de piston se va transmite, prin urmare, înainte de-a lungul coloanei. Energia cheltuită de piston în cursa sa înainte, pînă la finele cursei, este conținută în coloana lichidă, parte sub formă de energie potențială datorită reducerii volumului lichidului la comprimare și parte ca energia cinetică.

La cursa înapoi a pistonului compresiunea straturilor de lichid în contact cu el descrește, iar expansiunea lichidului are loc între piston și punctul coloanei în care presiunea este maximă. Cum punctul presiunii maxime se depărtează de piston la începutul cursei înapoi, viteza stratului de lichid în contact cu pistonul este inversată, pe cînd presiunea acestui strat descrește pînă ce pistonul ajunge la finele cursei înapoi. La finele acestei curse, stratul de lichid în contact cu pistonul se găsește într-un repaus instantaneu. Manivela continuînd a se învîrti, se imprimă coloanei lichide o serie de impulsuri care transmit o serie de schimbări de presiune și volum de-a lungul coloanei, fiecare din particulele lichidului vibrînd de ambele părți ale unei poziții mijlocii.

Considerațiile expuse mai sus cu privire la vibrațiile din coloane lichide se aplică și la solide; aceasta se poate arăta prin considerarea cazului unui lung resort elicoidal, unul din capetele căruia este supus la lovituri periodice în direcție longitudinală. La fiecare lovitură capătul resortului se

va comprima și se va destinde din nou la încetarea impulsului; efectul impulsului, totuși, va circula de-a lungul resortului în direcția loviturii cu o anumită viteză. Inerția spirelor resortului, îndepărtate de capăt, procură rezistența necesară pentru comprimarea primelor spire, dar la încetarea impulsului destinderea are loc în ambele sensuri, astfel că unda compresiei și deplasării circulă de-a lungul resortului.

Un exemplu asupra celor expuse mai sus se ivește în practică în cazul resoartelor de recul ale artileriei grele, la care s-a constatat că se produc pulsații în mișcările tunului, datorită zonelor de compresiune din resoartele de recul, pricinuite de izbitura subită a tirului.

Să considerăm acum o sîrmă de oțel foarte lungă, legată de o manivelă, astfel ca extremitatea să primească o mișcare armonică simplă în direcția longitudinală; să presupunem că tensiunea dată de manivelă este suprapusă unei tensiuni permanente în sîrmă, astfel că nici o parte a sîrmei să nu fie vreodată în stare de compresiune longitudinală. În timp ce manivela se învîrtește, extremitatea sîrmei va fi supusă la tensiuni alternate, maxime și minime, produse în mod periodic. În anumite condiții sîrma, fiind elastică, nu se va mișca în bloc, ci variațiile periodice de tensiune vor produce deplasări periodice în particulele sîrmei în direcție longitudinală, fiecare particulă vibrînd de o parte și de alta a unei poziții medii, ca și în cazul coloanelor de fluid examinat mai sus.

La transmiterea sunetului prin aer, am văzut că o serie de vibrații sînt comunicate particulelor aerului, forțîndu-le să se miște, de ambele părți ale unei poziții mijlocii. În modul acesta circulă, pornind de la o sursă, o serie de unde alternate de compresiune și rarefacție. Dacă aceste unde cad peste un receptor sensibil, precum este timpanul urechei, receptorul se pune în vibrație și sunetul este auzit. Acesta este de fapt un exemplu de transmisie a energiei prin mișcare de unde mecanice. În mod similar, sunetul se transmite prin lichide și solide.

Pentru ca un receptor să poată fi apt de a răspunde vibrațiilor care-l lovesc, se cer anumite condiții. Partea receptorului care urmează să fie pusă în mișcare trebuie să fie aptă de a vibra la periodicitatea vibrațiilor ce-l lovesc.

În cazul urechei se găsesc receptoare foarte sensibile care rezonează sau care se pot adapta repede vibrațiilor de o periodicitate diferită, în anumite limite de frecvență. Cînd totuși revenim la problema de a primi vibrații prin mijloace mecanice, și mai ales cînd se cere a se transmite putere în mod economic cu ajutorul acelor vibrații, este necesar ca organul mișcat să fie întocmit astfel ca să corespundă periodicității speciale de vibrație prin care puterea este transmisă. Mai este necesar, dacă organul mișcat are de executat lucru util, ca lucrul să fie executat astfel ca aptitudinea receptorului de a vibra la unison cu vibrațiile imprimate, să nu fie împiedicată.

Deși în unele cazuri în care energia a fost pînă acum transmisă prin vibrații în materie, precum, de exemplu, cazul unui diapazon făcut ca să corespundă undelor sonore ale frecvenței sale proprii, chestiunea perioadei de vibrație a receptorului a fost luată în seamă, totuși, în nici un caz pînă în prezent receptorul acordat n-a fost adaptat pentru efectuarea de lucru. Pentru transmiterea puterii prin mișcare de unde mecanice, este prin urmare necesar de a realiza mijloace prin care vibrațiile din linia de transmitere să poată fi primite și convertite spre folosință.

Să considerăm acum cazul unei manivele, învîrtindu-se repede, care imprimă o mișcare alternativă unui piston la capătul unei țevi lungi pline

cu lichid. Am văzut mai sus că iau naștere o serie de zone de înaltă presiune și de lichid comprimat, alternînd cu zone de joasă presiune și de lichid în expansiune, și că aceste zone se mișcă de-a lungul tubului.

În figura 1 să presupunem că manivela *a* se învîrtește uniform, silind pistonul *b* de a se mișca alternativ în țeava *c*, plină cu lichid. La fiecare cursă înainte a pistonului se formează o zonă de înaltă presiune iar aceste zone de înaltă presiune (arătate prin umbre) circulă de-a lungul tubului, pornind de la piston; între două zone vecine de înaltă presiune este o zonă de presiune joasă (arătată în alb pe figură). Presiunea în orice punct al țevii

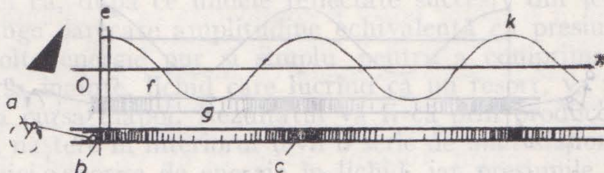



Fig. 1. — Generarea și propagarea undelor de presiune într-o conductă cu lichid de lungime infinită.

va trece, prin urmare, printr-o serie de valori de la un maximum la un minimum și aceste valori se vor repeta în mod periodic. Fie *OX* linia reprezentativă a valorii presiunii mijlocii; la poziția pistonului arătată în figură, presiunile instantanee din diferite puncte de-a lungul țevii pot fi reprezentate prin ordonatele curbei sinusoidale efg..,k Cum mișcarea de rotație a manivelei este uniformă, este evident că distanțele între punctele succesive de presiune maximă vor fi egale. Distanța uniformă de-a lungul țevii la care valorile presiunii se repetă este lungimea de undă a mișcării vibratoare din lichid.

Dacă *v* este viteza cu care aceste unde circulă de-a lungul tubului și *n* este numărul de rotații în unitatea de timp a manivelei *a*, se vede imediat că lungimea $\lambda$ a undei va fi $v/n$.

Să presupunem acum că țeava are o lungime finită, fiind închisă la punctul *r*, la o distanță de pistonul *b* egală cu un multiplu exact al lungimii de undă, și să presupunem că cursa pistonului este mică în comparație cu lungimea undei, figura 2.

Unda de compresiune va fi oprită la *r* și reflectată; iar unda reflectată va circula înapoi de-a lungul tubului. Dacă manivela continuă rotația ei cu o viteză uniformă, lungimea țevii și viteza de rotație fiind cele considerate, adică distanța de la pistonul *b* la fundul *r* fiind un multiplu exact al lungimii de undă, o zonă de presiune maximă va porni de la piston exact în momentul cînd zona reflectată de presiune maximă va atinge pistonul;

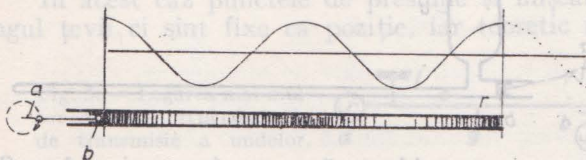



Fig. 2. — Propagarea undelor într-o conductă de lungime finită, multiplu al lungimii de undă.

în modul acesta vom avea o undă de o amplitudine dublă a celei inițiale, circulînd în sens direct de-a lungul tubului. Rotația următoare a manivelei va spori din nou amplitudinea undei transmise în sens direct și așa mai departe la rotațiile ulterioare. Rezultatul acestei continue adăugiri de energie este că maximul de presiune crește fără limită pînă cînd în cele din urmă țeava plesnește.

Trebuie observat că într-o undă de mai mare amplitudine, presiunile maxime sînt sporite iar vitezele și deplasările maxime ale particulelor oscilatoare sporesc de asemenea.

Să presupunem acum că în loc de a închide țeava în mod rigid la punctul *r*, punem în acel punct un piston *m* legat cu o manivelă *n*, analogă cu *a*, precum se arată în figura 3.

Să presupunem că manivela *n* se învîrtește cu aceeași viteză unghiulară și cu aceeași fază ca și manivela *a*. Dacă coloana lichidă ar fi continuată

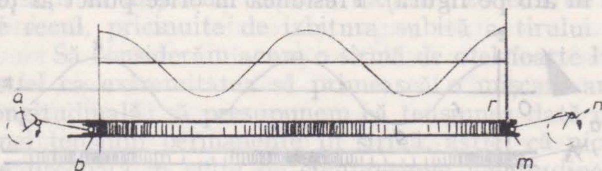



Fig. 3. — Propagarea undelor într-o conductă închisă cu un piston.

dincolo de pistonul *n*, este evident că mișcarea pistonului ar produce în această coloană o serie de unde care ar fi exact similare și o continuare a undelor dintre *b* și *m*.

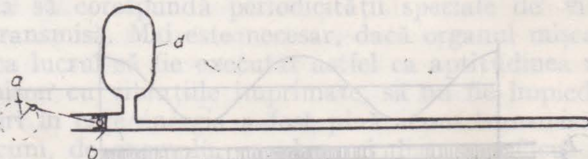
Pistonul *m*, prin urmare, dacă s-ar mișca sincron cu *b* va fi apt de a absorbi întreaga energie a undelor produse de *b* și care circulă de-a lungul țevii.

Se va vedea, de asemenea, că pistonul va fi apt de a absorbi și utiliza întreaga energie a undelor care sosesc pînă la dînsul, dacă ar fi așezat în orice punct al țevii, cu condiția ca perioada lui de mișcare alternativă să fie aceeași ca la pistonul *b* și cu condiția ca faza mișcării lui să fie astfel ca să producă o prelungire, dincolo de el, a undelor care produc împingerea; cu alte cuvinte cu condiția ca mișcarea pistonului să fie în fază cu mișcarea stratului de lichid în contact cu pistonul.

În transmiterea de putere, din acest exemplu, prin mișcarea de unde, maximul presiunii în țeavă nu va întrece în nici un punct maximul de presiune din vecinătatea pistonului motor, oricît de lungă ar fi linia de transmisie; el va fi același fie că linia are lungime de o undă, fie de un multiplu de undă. De asemenea, cele două pistoane se pot mișca fie în același sens, fie în sensuri opuse, iar mișcările lor pot diferi în fază cu orice unghi potrivit cu relația care există între distanța dintre pistoane și lungimea de undă.

În exemplul discutat mai sus, întreaga energie pusă în coloana lichidă prin pistonul *b* poate fi absorbită de pistonul *m*. Dacă se introduce mai multă energie de pistonul *b* decît aceea absorbită de pistonul *m*, presupunînd că

Fig. 4. — Limitarea presiunii maxime într-o conductă (de lungime) multiplu al lungimii de undă.




n-ar exista pierdere prin frecare, este evident că se vor forma și unde reflectate prin izbirea undelor directe asupra pistonului *m*. Rezultatul va fi că surplusul de energie va rămîne în lichid iar continuarea rotației va adăuga în continuu energie, sporind maximul de presiune în mod indefinit pînă cînd în cele din urmă, ca și în cazul tubului înfundat, țeava va plesni.

Să presupunem că, în cazul țevii închise, avînd o lungime de mai multe unde, se va așeza, precum se arată în figura 4, în comunicare cu țeava și

în vecinătatea pistonului, un vas *d*, cu pereți rigizi, complet plin cu lichid, de un volum considerabil față de volumul deplasat la mișcarea pistonului *b*. La fiecare cursă înainte a pistonului, un curent va lua naștere prin orificiul vasului și lichidul din vas va fi comprimat, iar la fiecare cursă înapoi a pistonului, lichidului din vas se va destinde înapoi. După volumul vasului, o cantitate mai mare sau mai mică de lichid va curge înăuntru sau în afara vasului la fiecare rotație a manivelei. Capacitatea *d* va lucra astfel ca un resort, absorbind energia undelor directe sau reflectate cînd presiunea este mare și restituind-o cînd presiunea scade; presiunea medie în vasul *d* și în țeavă va fi aceeași, astfel că, după ce undele reflectate succesiv din țeavă vor fi produse și vor atinge oarecare amplitudine echivalentă cu presiunea medie, pistonul va dezvolta energie pur și simplu pentru a comprima lichidul din vasul *d* la cursa înainte, lichid care lucrînd ca un resort, va restitui pistonului energia la cursa înapoi. Rezultatul va fi că prin producerea undelor reflectate, va lua naștere în interiorul țevii o serie de *unde staționare* și nu se va mai produce nici o sporire de energie în lichid, iar presiunile din țeavă nu vor depăși limita fixată.

Întrebuințînd, prin urmare, un vas de felul lui *d*, țeava poate fi închisă complet sau parțial. Așadar, va fi posibil de a așeza la capătul extrem, sau la un alt punct intermediar al țevii, aparate pentru utilizarea unei părți a energiei undelor, iar manivela rotativă *a* va executa lucru numai în măsura în care energia este efectiv utilizată.

Să considerăm acum un caz (fig. 5) în care undele sînt transmise de un piston cu mișcare alternativă *a* de-a lungul unei linii *eee*, prevăzută cu ramificații. Să presupunem că țeava este închisă în *p* la o distanță de un număr întreg de unde, incepînd de la generatorul de unde *a*, și că există ramificații *bcd* la distanțe, respectiv, de jumătate, trei sferturi și o lungime întreagă de undă. Cunoaștem din cazurile discutate mai sus că, dacă robinetul *p* este închis, iar robinetul *d* deschis, conducînd la un motor *l* care se învîrtește cu o viteză sincronă, motorul *l* va fi apt de a absorbi întreaga energie introdusă în lichid de generatorul *a*.

Cunoaștem, de asemenea, că dacă toate robinetele sînt închise, vor lua naștere unde staționare în conducta *e*, avînd maximul de variație a presiunii la capătul *p* și la jumătatea lungimii de undă, *b*. În aceste puncte curentul va fi totdeauna zero pe cînd presiunea va alterna între valorile maxime și minime determinate de capacitatea *f*, care constă dintr-un vas închis plin cu lichid. La distanțele de sfert și trei sferturi de undă, în *g* și *c*, respectiv, curentul va alterna între valorile maxime și minime, dar variația de presiune va rămîne zero.

În acest caz punctele de presiune și mișcare maximă nu circulă de-a lungul țevii ci sînt fixe ca poziție, iar teoretic nici o energie nu curge de

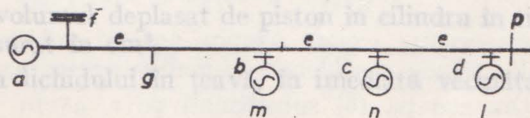



Fig. 5. — Legarea mai multor consumatori la conducta de transmisie a undelor.

la generator. La punctele de mișcare maximă nici o variație de presiune nu se produce iar la punctele de variație maximă de presiune, nu se petrece nici o mișcare în lichid.

Este evident, prin urmare, că dacă robinetul *b*, care conduce direct la un motor *m* este deschis, motorul *m* învîrtindu-se la viteză sincronă, va fi apt de a absorbi toate energia comunicată liniei. Așadar semiunda sta-

ționară dintre *a* și *b* va dispare, fiind înlocuită de o *undă progresivă* pe cîtă vreme între *b* și *p*, unda staționară va persista. Dacă robinetul *c*, care conduce la motorul *n*, așezat la trei sferturi de undă, este deschis, toate celelalte robinete fiind închise, cum la punctul *c* variația de presiune este totdeauna zero, nici o energie nu va putea fi absorbită de motor, iar unda staționară va persista în întreaga lungime a tubului.

Dacă motorul este legat la un punct intermediar, parte din energie va fi absorbită de motor iar unda staționară va persista, cu o amplitudine totuși redusă, între generatorul *a* și motor. Starea lichidului între generatorul *a* și motor poate fi considerată ca rezultanta a două unde suprapuse: o undă staționară și o undă progresivă sau în mers.

Să presupunem acum că motorul *l* nu este în stare a absorbi toată energia care poate fi comunicată liniei prin generatorul *a;* vom avea atunci suprapuse în țeavă un sistem de unde staționare și un sistem de unde călătoare în lungul tubului, astfel că nu va fi nici un punct în țeavă la care variația presiunii să fie în permanență zero; în consecință un motor legat la orice punct al țevii va fi în stare să absoarbă și să utilizeze o porțiune din energia comunicată liniei.

Vedem, prin urmare, că dacă avem un număr de motoare, toate legate la linie, fiecare din ele va fi apt de a lua o parte din energie, efectuînd un lucru util. Numai cînd nici o energie n-ar fi utilizată pot exista puncte în conductă la care variația presiunii să fie permanent nulă.

Din cele ce preced se vede că se pot imprima coloanelor gazoase, lichide sau solide variații periodice de presiune și volum și că acestea pot fi făcute să circule de-a lungul acestor coloane, silind diferitele particule să vibreze de o parte și de alta a pozițiilor lor mijlocii.

Este clar, de asemenea, că, în anumite condiții, energia mecanică astfel transmisă poate fi întrebuințată pentru efectuarea de lucru util.

Considerațiile teoretice pe care se bazează o asemenea transmisie vor fi cercetate analitic în capitolele ce urmează.

CAPITOLUL III

# CURENȚI SONICI ÎN TUBURI SCURTE. DEFINIȚII

*Curenți fluizi alternativi sau curenți sonici.* Pentru orice mișcare de fluid în tuburi pline, de lungime scurtă, dacă: $\omega$ — este suprafața secțiunii tubului, în cm², $v$ — viteza fluidului într-un moment oarecare, în cm/s, $i$ — debitul în cm³/s, avem:

$$i = v\omega^{*)}.$$

Să presupunem că curentul este produs de un piston care se mișcă într-un cilindru de $\Omega$ cm² secțiune, cu o mișcare armonică simplă. Fie: $r$ — lungimea echivalentă a manivelei motrice, în cm, $a$ — viteza unghiulară a manivelei sau *pulsația*, în radiani pe secundă, $n$ — numărul de rotații al manivelei pe secundă.

Atunci debitul ce trece din cilindru în tub, în fiecare moment va fi

$$i = I \sin(at + \Psi), \tag{1}$$

unde $I = ra\Omega$ este debitul alternativ maxim, în cm³/s, sau amplitudinea curentului sonic, $t$ = timpul, în secunde, $\psi$ — unghiul de fază, și dacă $T$ este perioada unei alternanțe complete egală cu timpul unei rotații complete a manivelei, avem: $a = 2\pi n$, $n = 1/T$.

Să definim curentul eficace $I_{ef}$ prin ecuația

$$I_{ef}^2 = \frac{1}{T}\int_0^T i^2 \mathrm{d}t = \frac{I^2}{2}, \tag{2}$$

iar viteza eficace

$$v_{ef} = I_{ef}/\omega.$$

Volumul $\delta$ al cursei pistonului va fi dat de relația

$$\delta = 2r\Omega = 2I/a.$$

Aceasta corespunde cu volumul deplasat de piston în cilindru în timpul unei singure curse, fiind măsurat în cm³.

În consecință, cursa $f$ a lichidului în țeavă, în imediata vecinătate a pistonului, va fi

$$f = \delta/\omega = 2I/a\omega.$$

---

*)Autorul a inclus în definiția mărimilor și unitățile de măsură care nu sînt în S.I. Cititorul obișnuit cu unitățile S.I. poate face conversiile de unități utilizînd tabelul de la sfîrșitul cărții.

Rezultatele calculelor, în cadrul lucrării, vor fi convertite și în S.I. pentru a ușura lectura.

*Presiuni alternative sau presiuni sonice.* Considerarea presiunilor alternative este similară cu aceea a curenților alternativi. Într-un tub în care se mișcă curentul, presiunea $p$ va fi de o formă similară; vom avea

$$p = H\sin(at + \psi) + p_m, \tag{3}$$

unde $H$ este maximul presiunii alternative, în kg/cm² *), $\psi$ — unghiul de fază și $p_m$ presiunea medie în tub.

Minimul absolut al presiunii în tub va fi atunci

$$p_{min} = p_m - H$$

și maximul de presiune absolută va fi

$$p_{max} = p_m + H.$$

Dacă $p_1$ este presiunea într-un punct oarecare al țevii iar $p_2$ presiunea într-un alt punct, diferența

$$h = p_1 - p_2 = H\sin(at + \psi) \tag{4}$$

va fi definită ca *presiune sonomotrice instantanee* între două puncte iar $H$ este amplitudinea ei.

Presiunea sonomotrice eficace va fi

$$H_{ef} = H/\sqrt{2}.$$

*Fricțiune.* Într-un curent alternativ de lichid într-o țeavă, se produc frecări la suprafața internă a țevii și în corpul lichidului însuși; vom presupune că diferența de presiune sau presiunea sonomotrice necesară pentru a produce curentul este proporțională cu curentul**).

Relația între presiunea sonomotrice și curentul sonic poate fi scrisă

$$h = Ri, \tag{5}$$

unde $R$ este coeficientul de fricțiune, în kg · s/cm⁵.

După cele mai bune experiențe, disponibile în prezent, valoarea lui $R$ poate fi calculată prin formula

$$R = \varepsilon\gamma l v_{ef}/2g\omega d, \tag{6}$$

în care $\gamma$ este greutatea specifică a lichidului, în kg/cm³, $l$ — lungimea țevii, în cm, $g$ — accelerația gravitației, în cm/s², $\omega$ — secțiunea țevii, în cm², $v_{ef}$ — viteza eficace, în cm/s, $d$ — diametrul interior al țevii, în cm, iar pentru apă

$$\varepsilon = 0{,}02 + 0{,}18/\sqrt{v_{ef}d} \text{ ***)}.$$

Experiențe exacte asupra acestui subiect lipsesc, astfel că această formulă trebuie considerată numai ca aproximativă.

Din ecuația (6) substituind pe $\varepsilon$, avem

$$R = (\gamma l/g\omega)[0{,}01v/d + (0{,}09/d)\sqrt{v_{ef}/d}\,],$$

*) Autorul a inclus în definiție unitatea de presiune în sistemul MKfS: 1 kg/cm² = = 10 N/cm² = 1 dN/cm².

**) Pentru dezvoltări vezi mai departe „Nota asupra legii de fricțiune".

***) În sistemul de unități S.I. relația devine $\varepsilon = 200 + 18/\sqrt{v_{ef}d}$.

sau scriind

$$100k = v_{ef}/d + (9/d)\sqrt{v_{ef}/d} = (v_{ef}/d)\,[1+(9/v_{ef})\sqrt{v_{ef}/d}\,],\ R = k\gamma l/g\omega. \quad (7)$$

Trebuie observat că viteze eficace, comparativ mai mari, pot fi întrebuințate în tuburi de diametre mai mari pentru aceeași valoare a lui $k$.

Pierderea de putere $W$ datorită fricțiunii va fi

$$W = (1/T)\int_0^T hi\mathrm{d}t, \quad (8)$$

punînd $h = Ri$, obținem

$$W = (1/T)\int_0^T Ri^2\mathrm{d}t = (R/T)\int_0^T i^2\mathrm{d}t = RI^2/2. \quad (9)$$

Avem prin urmare

$$W = RI^2/2 = HI/2 = H_{ef}\cdot I_{ef}.$$

*Exemplu*

Se cere a se transmite putere între două puncte. A se găsi greutățile respective de metal, cînd transmisia s-ar face prin una sau $m$ țevi, cu condiția ca, puterea transmisă să fie aceeași, presiunea sonomotrică întrebuințată, de asemenea, iar pierderea de putere egală în ambele cazuri.

Să presupunem că diametrele $d$ sînt destul de mari pentru a permite simplificarea $100k \approx v_{ef}/d$.

Fie $v$ și $\varpi$ respectiv viteza eficace și secțiunea țevii unice și $v_1$ și $\omega_1$ aceleași cantități pentru una din cele $m$ țevi.

Cum aceeași putere urmează să fie transmisă, trebuie să avem

$$I = v\omega = mv_1\omega_1 = mI_1.$$

Pentru ca pierderea de putere să fie aceeași, trebuie să avem $RI^2 = mRI^2$, de unde $mR = R_1$.

Dar din relația (7), cum lungimea fiecărei țevi este aceeași

$$R_1/R = (k_1/\omega_1)\cdot(\omega/k),$$

rezultă că

$$k_1\omega/k\omega_1 = m.$$

De asemenea, avem

$$k_1/k = \frac{v_1}{d_1}\cdot\frac{d}{v}\cdot\frac{1+(9/v_1)\sqrt{v_1/d_1}}{1+(9/v)\sqrt{v/d}} \approx \frac{v_1 d}{d_1 v},$$

prin urmare $(v_1/v)\cdot(d\omega/d_1\omega_1) = m$, dar cum $v_1/v = \omega/m\omega_1$, avem $(\omega/\omega_1)^2(d/d_1) = m^2$.

Astfel că $d/d_1 = m^{2/5}$.

Greutățile $G$ și $G_1$ ale celor două sisteme de țevi vor fi aproximativ în proporția secțiunilor lor, astfel că

$$G_1/G = md_1^2/d^2 = m^{1/5}.$$

Țeava unică, prin urmare, constituie soluția cea mai economică. Astfel, dacă se întrebuințează două țevi, $m = 2$ și

$$G_1/G = 2^{1/5} = 1{,}15,$$

încît este mai economic a întrebuința o singură țeavă.

*Exemplu numeric*

A se găsi puterea pierdută într-o țeavă de 10 km lungime, avînd un diametru interior de 10 cm și în care circulă un curent sonic în apă cu o viteză eficace de 100 cm/s.

Avem $W = RI_{ef}^2$, $I_{ef} = v_{ef}\omega$ și $R = (\gamma l/g\omega)k$, unde $k = 0{,}01 v_{ef}/d + (0{,}09/d)\sqrt{v_{ef}/d}$, din care $W = 13{,}1$ CP $= 9{,}64$ kW.

*Deplasament sonic.* Deplasamentul sonic este reprezentat prin $\delta$ definit de relația

$$\delta = \int_{t_1}^{t_2} i\mathrm{d}t.$$

El reprezintă volumul fluidului deplasat de curent în intervalul de timp $t_2 - t_1$.

Dacă curentul $i$ este o funcție armonică simplă, $\delta$ ar fi, de asemenea, o funcție armonică simplă. De exemplu, dacă avem $i = I \cos at$, obținem

$$\delta = I \int_{t_1}^{t_2} \cos at \, \mathrm{d}t = (I/a)\,(\sin at_2 - \sin at_1).$$

*Amplitudinea* deplasamentului sonic ar fi $\Delta = I/a$.

Prin urmare amplitudinile curentului și deplasamentului sînt legate prin relația $I = a\Delta$.

Am găsit, anterior, $I = ra\Omega$, rezultă $\Delta = r\Omega$.

Observăm că în cazul cînd curentul sonic este produs de un piston ce se mișcă într-un cilindru, amplitudinea deplasamentului sonic este egală cu jumătatea volumului descris de piston.

*Capacități și condensatoare.* O capacitate sonică este un rezervor destinat a primi curenți (precum ar fi un vas mare plin cu lichid, o butelie elastică, o diafragmă, un piston ușor lucrînd într-un cilindru și ținut de un

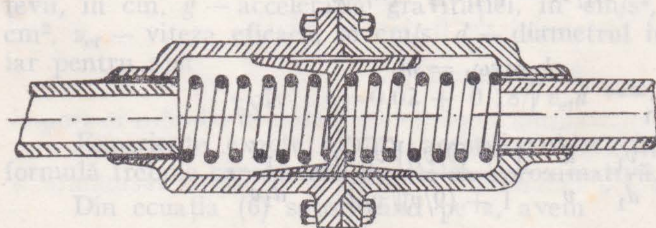


Fig. 6. — Condensator sonic cu piston și resorturi.

dispozitiv cu resort), pus în comunicare cu o țeavă în care circulă un curent sonic. Valoarea capacității depinde de elasticitate.

Condensatoarele sonice constau deobicei dintr-un corp solid mobil, care împarte coloana lichidă, și este menținut în mod elastic într-o poziție mijlocie, astfel încît să urmeze mișcările coloanei lichide. Un exemplu de condensator se vede în figura 6.

*Coeficient de capacitate sonică.* Coeficientul de capacitate sau mai simplu *capacitatea*, $C$, este definită de relația $C = \delta/h$.

Cînd un deplasament de lichid se produce cauzat de o schimbare de presiune în lichid, de exemplu prin împingerea unui piston contra unui resort, precum se arată în figura 6, în general creșterea deplasamentului este proporțională cu creșterea presiunii. Constanta de proporționalitate este capacitatea sonică $C$.

În exemplul de mai sus, capacitatea $C$ a unui condensator constînd dintr-un piston de secțiune $\omega$, asupra căruia lucrează presiunea lichidului și care este ținut într-o poziție mijlocie cu ajutorul unor resorturi, este dată de ecuația

$$\delta = \omega f = Ch, \tag{10}$$

unde $\delta$ este variația de volum a spațiului ocupat de lichid, $f$ — variația longitudinală a poziției pistonului, $\omega$ — secțiunea pistonului, $h$ — variația presiunii în lichid.

Dacă pistonul este ținut de un resort avem în fiecare moment $f = AF$, unde $A$ este o constantă depinzînd de resort și $F$ o forță lucrînd asupra resortului.

Avem mai departe $F = \omega h$, în consecință

$$f = A\omega h. \tag{11}$$

Din ecuațiile (10) și (11) obținem $C = A\omega^2$ și

$$F = f/A = f\omega^2/C.$$

Pentru resorturi din sîrmă cu secțiune circulară răsucită în spirală cilindrică, avem

$$B = (2G/\sigma^2)Ff, \tag{12}$$

în care $B$ este volumul de metal al resortului, în cm³, $\sigma$ — efortul admisibil în metal, în kg/cm², $G$ — coeficientul de elasticitate transversală a metalului, $A = 8ND^3/d^4G$ pentru resorturi cilindrice.

Aceasta se poate scrie mai simplu

$$B = mFf, \tag{13}$$

$m$ fiind o constantă care depinde numai de $G$ și $\sigma$. Dacă $d$ este diametrul sîrmei resortului și $D$ diametrul mediu al spiralei, în cm, avem

$$F = 0,4(d^3/D)\sigma,$$

astfel că

$$d = \sqrt[3]{FD/0,4\,\sigma},$$

sau simplu

$$d = n\sqrt[3]{FD},$$

$n$ fiind o constantă depinzînd numai de $\sigma$.

Valorile lui $m$ și $n$ pentru resorturi de oțel pentru diferite valori ale lui $\sigma$ sînt date de tabelul ce urmează:

| $\sigma$ | 1 500 | 1 750 | 2 000 | 2 250 | 2 500 | 2 750 | 3 000 | 3 250 | 3 500 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $m$ | 0,67 | 0,49 | 0,38 | 0,30 | 0,24 | 0,20 | 0,17 | 0,142 | 0,123 |
| $n$ | 0,118 | 0,113 | 0,107 | 0,103 | 0,100 | 0,096 | 0,094 | 0,091 | 0,089 |

| 4 000 | 4 500 | 5 000 | 5 500 | 6 000 | 6 500 | 7 000 | 7 500 | 8 000 | 9 000 | 10 000 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,094 | 0,074 | 0,060 | 0,050 | 0,042 | 0,036 | 0,031 | 0,027 | 0,024 | 0,019 | 0,015 |
| 0,085 | 0,082 | 0,079 | 0,077 | 0,074 | 0,073 | 0,071 | 0,069 | 0,068 | 0,065 | 0,063 |

în care $\sigma$ e dat în kg/cm².

Aceste ecuații, așadar ne permit să calculăm resorturile necesare unui condensator de o capacitate anumită, menit a lucra la un efort maxim dat.

Pentru resorturile făcute din sîrmă cu secțiune pătrată, dacă luăm aceleași valori pentru $C$, $D$, $f$ și $G$ și dacă $B'$ este volumul resortului iar $d'$ latura pătratului secțiunii, avem

$$B' = 1,4\,B$$

și

$$d' = 0,88\,d,$$

$B$ și $d$ fiind volumul sîrmei resortului echivalent cu secțiune circulară.

Sîrma cu secțiune pătrată va impune prin urmare un resort cu mult mai greu, care fiind complect comprimat ar fi cu circa 25% mai lung decît resortul făcut din sîrmă de secțiune circulară.

Totuși, efortul admisibil $\sigma$ pentru resorturi de secțiune pătrată, poate fi luat considerabil mai mare decît pentru resorturi de secțiune rotundă, și economia de oțel pentru resorturi rotunde nu este atît de mare cît pare la prima impresie, dată de formulele de mai sus.

*Cazul mai multor resorturi lucrînd simultan.* Dacă mai multe resorturi lucrează direct asupra pistonului unui condensator, resorturile exercită forțe date de

$$F_1 = f\omega^2/C_1,\ F_2 = f\omega^2/C_2, \ldots,\ F_n = f\omega^2/C_n.$$

Forța rezultantă

$$F = \Sigma F_n = f\omega^2 \Sigma \frac{1}{C_n}.$$

Dacă însemnăm capacitatea rezultantă cu $C$, avem

$$1/C = 1/C_1 + 1/C_2 + \ldots + 1/C_n.$$

Această ecuație este generală, fie că resorturile sînt de aceeași parte a pistonului, fie că unele din ele sînt de o parte iar altele de cealaltă parte a pistonului; de asemenea, fie că se găsesc solicitate de o forță inițială fie că nu, cu singura condiție de a fi în contact cu pistonul în tot lungul cursei. Să presupunem că pistonul este solicitat de un număr de resorturi sub dife-

rite grade de compresiune sau tensiune în momentul în care intervine variația de forță; vom avea și atunci

$$\Sigma F_n = \omega^2 \Sigma \frac{f_n}{C_n}.$$

Dacă variem forța

$$\Delta F = \Delta \Sigma F_n = \omega^2 \Delta \Sigma \frac{f_n}{C_n},$$

dar $f_1, f_2, \ldots, f_n$ variază toate cu $\Delta f$, astfel că

$$\Delta \Sigma \frac{f_n}{C_n} = \Delta f \Sigma \frac{1}{C_n}$$

și

$$\Delta F = \omega^2 \Delta f \Sigma \frac{1}{C_n} = \omega^2 \Delta f \frac{1}{C}$$

și

$$\frac{1}{C} = \Sigma \frac{1}{C_1}.$$

Astfel, dacă avem nu condensator în care pistonul este ținut de două resorturi egale lucrînd pe ambele fețe, iar $C_1$ este capacitatea unuia din resorturi, capacitatea condensatorului va fi dată de relația

$$1/C = 1/C_1 + 1/C_1,$$

și

$$C = C_1/2.$$

*Capacitatea coloanelor lichide din tuburi sau butelii.* Capacitatea $C$ a fost definitá mai sus prin relația

$$C = \delta/h,$$

unde $\delta$ este variația de volum a lichidului sub o variație de presiune $h$.

Dacă $E$ este coeficientul de elasticitate a lichidului, avem

$$h = E\delta/V,$$

astfel încît

$$C = V/E,$$

$V$ fiind volumul lichidului, în $cm^3$.

Pentru apă valoarea lui $E$ este de circa $2 \cdot 10^4$ kg/cm², iar pentru ulei lubrefiant, aproximativ $E = 1{,}4 \cdot 10^4$ kg/cm².

Așadar, capacitatea unui volum de lichid $V$ va fi pentru apă $C = V/20\,000$, iar pentru ulei lubrefiant, $C = V/14\,000$.

Ar trebui observat că coeficientul de elesticitate nu este absolut independent de presiune și crește odată cu aceasta. Totuși, pentru scopuri practice, $E$ poate fi privit ca constant între anumite limite.

*Capacitatea datorită elasticității pereților tuburilor.* Variațiile de volum ale unei țevi de lungime $l$ și de diametrul interior $2r$, va fi

$$dV = 2\pi r l dr + \pi r^2 dl.$$

Capacitatea va fi deci

$$C = \frac{dV}{dh} = 2\pi r l \frac{dr}{dh} + \pi r^2 \frac{dl}{dh}.$$

Dacă $E_1$ este coeficientul de elasticitate al metalului țevii, iar $\sigma$ și $\tau$ tensiunea pe unitatea de secțiune din pereți, respectiv, în sens circumferențial și longitudinal,

$$\sigma = E_1 dr/r$$

și

$$\tau = E_1 dl/l,$$

dar dacă $e$ este grosimea pereților

$$\sigma e = r dh = 2\tau e,$$

astfel că

$$dr = \sigma r/E_1 = r^2 dh/E_1 e$$

și

$$dl = l\tau/E_1 = rl dh/2E_1 e$$

și

$$C = 2{,}5\pi r l r^2/E_1 e = 1{,}25\omega D l/E_1 e,$$

unde $D$ este diametrul și $\omega$ secțiunea țevii.

Capacitatea totală a tubului plin de lichid, ținînd seama de compresibilitatea lichidului și de elasticitatea metalului, va fi

$$C = l\omega\left[\frac{1}{E} + \frac{1{,}25}{E_1}\left(\frac{D}{e}\right)\right].$$

Pentru tuburile de fier și apă $E_1 = 100\,E$ aproximativ, astfel că

$$C = \frac{l\omega}{E}\left(1 + \frac{D}{80e}\right).$$

Cum termenul $D/80e$ este în practică mic comparativ cu unitatea, putem considera țeava ca rigidă, scriind $C = l\omega/E_1$ și luînd pentru $E_1$ valoarea

$$E_1 = E\left(1 - \frac{D}{80e}\right).$$

*Inerția.* Cum s-a văzut, capacitatea este o caracteristică care depinde de elasticitate. Inerția este o proprietate care depinde de masa în mișcare. Să considerăm un corp de masă $M$ ținut în mișcare de o presiune care lucrează asupra unei suprafețe de $\omega$ cm², normală pe direcția mișcării.

Dacă $h$ este presiunea sonomotrice la un moment dat, și $v$ viteza masei $M$, vom avea ecuația mișcării

$$h\omega = M dv/dt,$$

din care, deoarece curentul $i = v\omega$,

$$h = \frac{M di}{\omega^2 dt}.$$

Vom defini coeficientul de inerție $L$ cantitatea

$$L = M/\omega^2 = P/g\omega^2,$$

în care $P = Mg$, $g$ fiind accelerația gravitației.

Obținem astfel

$$h = L(\mathrm{d}i/\mathrm{d}t).$$

Ecuația aceasta dă relația dintre presiunea sonomotrice care lucrează asupra unei mase și curentul $i$ creat de mișcare, masa fiind presupusă legată rigid de un piston care se mișcă într-un cilindru cu secțiunea $\omega$. O astfel de masă și pistonul ei vor fi privite ca o inerție sonică.

Considerația convențională a unui piston atașat la o masă are numai scopul de a da un înțeles pozitiv cantităților $\omega$ și $i$ asupra cărora se presupune că lucrează presiunea sonomotrice. Astfel dacă o forță lucrează direct asupra unei mase, trebuie să presupunem că ea lucrează printr-un piston de dimensiuni alese arbitrar, cu scopul de a atribui un înțeles curentului $i$.

O coloană de lichid cu lungimea $l$ va avea un coeficient de inerție sonică

$$L = \gamma l/g\omega,$$

în care $\gamma$ este densitatea lichidului, în kg/cm³, $l$ — lungimea coloanei, în cm, și $\omega$ secțiunea interioară a țevii, în cm².

*Perditanță.* Sub denumirea de *perditanță* vom înțelege orice pierdere sau scurgere de lichid prin mici deschideri sau orice altă pierdere de curent datorită presiunii.

Curentul care se pierde sub presiune prin mici deschideri este proporțional cu diferența de presiune.

Notînd cu $S$ un coeficient pe care-l vom numi coeficientul de perditanță, vom avea legea generală

$$i = Sh.$$

Cu unitățile alese, $S$ va fi măsurat în $\mathrm{cm}^5/\mathrm{kg}\cdot\mathrm{s}$ și se poate vedea că dimensiunile sînt inversul acelora ale fricțiunii.

Fiind vorba de un tub lung ale cărui legături nu sînt perfecte, vom putea privi pierderea totală de lichid prin scurgeri ca uniform distribuită de-a lungul tubului; în acst caz coeficientul de perditanță, datorit scurgerilor prin încheieturi poate fi definit pe unitate de lungime a tubului.

## *EXEMPLUL I*

*Capacitatea datorită unei plăci circulare.* Să considerăm un condensator format dintr-o placă circulară elastică fixată la marginile ei precum se arată în figura 7.

O diferență de presiune $h = h_1 - h_2$ va corespunde cu o deplasare de lichid $W$, reprezentată de volumul deplasat printr-o placă elastică în timpul deformației ei la poziția indicată prin linia punctată.

Fie $\Omega$ suprafața plăcii, iar forța totală lucrînd asupra plăcii $F = \Omega h$.

Dacă $f$ este săgeata plăcii la centru, avem

$$f = AF = A\Omega h, \qquad (14)$$

unde $A$ este o constantă depinzînd numai de dimensiunile și natura plăcii și de modul în care ea este fixată la periferie. Pentru volumul deplasat avem

$$\delta = 2\pi\int_0^r yx\mathrm{d}x = \pi\int_0^r y\mathrm{d}(x^2).$$

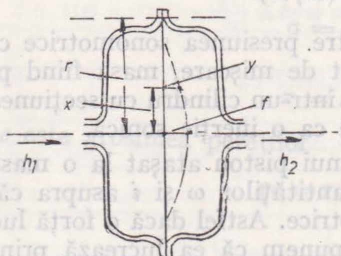



Fig. 7. — Condensator sonic cu membrană elastică.

Fie $z = (x/r)^2$, atunci expresia se simplifică în

$$\delta = \pi r^2\int_0^1 y\mathrm{d}z = \Omega\int_0^1 y\mathrm{d}z.$$

Forma suprafeței deformate va fi în general definită de o relație de forma

$$y = f\Phi(z),$$

$\Phi(z)$ fiind) o funcție de $z$, astfel că

$$\delta = \Omega f\int_0^1 \Phi(z)\mathrm{d}z. \qquad (15)$$

Prin definiție $C = \delta/h$. Dacă vom înlocui $\delta$ și $h$ prin valorile lor, obținem

$$C = A\Omega^2\int_0^1 \Phi(z)\mathrm{d}z.$$

Dacă presiunea lucrează numai pe o porțiune a suprafeței plăcii, lîngă centru, precum de exemplu în cazul cînd presiunea este aplicată printr-un piston de o secțiune $\omega$, ecuația (14) devine

$$f = AF = A\omega h,$$

iar variația de volum $\mathrm{d}\delta$ este volumul descris de pistonul cu secțiune mică $\omega$.

Acest volum este $\delta = f\omega$ și obținem

$$C = \delta/h = A\omega^2. \qquad (16)$$

În acest caz, așadar, diafragma lucrează ca un resort, iar formula (16) poate fi comparată cu aceea găsită pentru capacitatea unui resort.

După teoria elasticității plăcilor circulare avem în general

$$A = u\Omega/Es^3,$$

în care $u$ este o constantă depinzînd de modul de fixare al plăcii și de distribuția presiunii, $E$ — coeficientul de elasticitate al plăcii și $s$ grosimea plăcii.

Fie $\Omega_1$ suprafața pistonului care ar produce aceeași deplasare $\delta$ ca și placa circulară pentru aceeași cursă $f$; prin definiție avem

$$\delta = \Omega_1 f = \Omega f \int_0^1 \Phi(z)dz,$$

astfel că

$$\omega = \Omega_1/\Omega = \int_0^1 (\Phi z)dz$$

și obținem

$$C = A\Omega\Omega_1,$$

iar în cazul în care presiunile sînt aplicate pe placă printr-un piston de o suprafață $\omega$ în jurul centrului plăcii, avem $C = A\omega^2$.

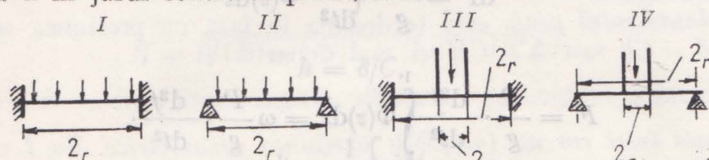



Fig. 8. — Modurile de solicitare și așezare a plăcilor elastice.

În tabloul următor valorile constantelor $u$ și $\omega = \Omega_1/\Omega$ sînt date pentru cele patru cazuri ilustrate în figura 8.

| | I | II | III | IV |
|---|---|---|---|---|
| $u =$ | 0,017 | 0,07 | 0,07 | 0,17 |
| $w =$ | 0,33 | 0,46 | 0,25 | 0,40 |
| $k =$ | 0,22 | 0,28 | $0,43\lg(r/a)$ | $1 - 2a/3r$ |

Cele patru cazuri sînt:

I. Placă încastrată rigid și presiune uniform distribuită.

II. Placă așezată liber și presiune uniform distribuită.

III. Placă încastrată rigid și presiune concentrată la centru asupra unui cerc de rază $a$.

IV. Placă liber așezată și presiune concentrată la centru pe un cerc de rază $a$.

Maximul de efort în metal în cele patru cazuri ar fi

$$\sigma_1 = 0,22\frac{F}{s^2},\ \sigma_2 = 0,28\frac{F}{s^2},\ \sigma_3 = 0,43\frac{F}{s^2}\lg\left(\frac{r}{a}\right),\ \sigma_4 = \left(1 - \frac{2a}{3r}\right)\frac{F}{s^2},$$

$F$ în fiecare caz fiind presiunea totală asupra plăcii.

Funcția $\Phi(z)$ este dată prin teoria elasticității a plăcilor circulare și avem în cele patru cazuri:

$$\Phi_1(z) = (z-1)^2,\quad \Phi_2(z) = 1 - 1,24z + 0,245z^2,$$

$$\Phi_3(z) = 1 - z + z\lg z,\quad \Phi_4(z) = 1 - z + 0,4\lg z.$$

## EXEMPLUL II

*Inerția unei plăci circulare.* Fie d$M$ masa unui element al plăcii la o distanță $x$ de centru.

Forța datorită inerției acestei mase ar fi

$$dF = (d^2y/dt^2)dM,$$

dar

$$dM = \frac{\gamma}{g} s \cdot 2\pi x dx = \frac{\gamma s \pi r^2}{g} dz = \frac{P}{g} dz,$$

unde $\gamma$ este densitatea plăcii, în kg/cm$^3$, $g$ = accelerația datorită gravitației, și $P$ = greutatea plăcii de raza $r$.

Am găsit însă $y = f\Phi(z)$, astfel că $z$ este independent de timp

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \Phi(z)\frac{d^2f}{dt^2}.$$

Astfel obținem

$$dF = \frac{P}{g} \cdot \frac{d^2f}{dt^2} \Phi(z)dz$$

și

$$F = \frac{P}{g} \cdot \frac{d^2f}{dt^2} \int_0^1 \Phi(z)dz = \omega \frac{P}{g} \cdot \frac{d^2f}{dt^2}.$$

Dacă însemnăm cu $P_1$ greutatea echivalentă presupusă concentrată la centrul plăcii, și care ar produce aceeași forță de inerție $F$ la cursa $f$, avem

$$P_1 = \omega \cdot P.$$

Comparînd aceasta cu relația găsită între $\Omega_1$ și $\Omega$, avem

$$\omega = P_1/P = \Omega_1/\Omega.$$

Ajungem, prin urmare, la concluzia că o placă vibratoare poate fi considerată ca un piston de aceeași grosime și densitate ca și placa de suprafață $\Omega_1$, dată de formula $\Omega_1/\Omega = \omega_1$, piston solicitat de un dispozitiv cu resort fictiv cu o capacitate $C = A\Omega\Omega_1$, sau $C = A\omega^2$, după caz.

În analiza dată mai sus se presupune că placa vibrează în direcția normală suprafeței ei, punctele situate pe cercuri concentrice avînd mișcări egale; se mai presupune că nu există vibrații în direcția radială.

Pentru frecvențele întrebuințate obișnuit, această presupunere este legitimă; dar pentru frecvențe foarte ridicate se petrec alte fenomene și alte vibrații au loc. Pentru scopuri practice, analiza dată mai sus este suficient de riguroasă; iar pentru cazul condensatorilor în care se întrebuințează plăci circulare în loc de resorturi, formulele obținute sînt utile.

## EXERCIȚII

1. A se găsi capacitatea datorită expansiunii unei sfere de diametru $d$ și grosime $e$, coeficientul de elasticitate al metalului din care este făcută sfera, fiind $E_1$. *Soluția:* $C = \pi d^4/8E_1e$.

2. A se găsi capacitatea datorită expansiunii unui cilindru de lungime $l$ și diametru $d$, capetele fiind închise de două emisfere. *Soluția:* $C = 0{,}98(ld^3/E_1e)(1 + 0{,}4d/l)$.

CAPITOLUL IV

# EFECTELE CAPACITĂȚII, INERȚIEI, FRICȚIUNII ȘI PERDITANȚEI ÎN CURENȚII SONICI

*Relația între curent, capacitate și presiunea sonomotrică.* Dacă considerăm un curent care circulă într-o linie conținînd o capacitate, de exemplu un condensator, variația de volum datorită curentului va fi

$$\delta = \int i \mathrm{d}i,$$

dar

$$h = \delta/C,$$

astfel încît

$$h = \frac{1}{C}\int i\mathrm{d}t.$$

Dacă $i = I\sin(at + \Phi)$, avem

$$h = -(I/aC)\cos(at + \Phi) = (I/aC)\sin(at + \Phi - \pi/2).$$

Astfel maximul valorii presiunii sonomotrice va fi

$$H = I/aC$$

și în fiecare moment vom avea

$$h = H\sin(at + \Phi - \pi/2) = H\sin(at + \psi),$$

în care $\psi = \Phi - \pi/2$.

Vedem, prin urmare, că presiunea sonomotrice variază după o lege sinusoidală, avînd aceeași perioadă ca și curentul din condensator, dar unghiul de fază $\psi$ este mai mic decît acela al curentului cu $\pi/2$.

Dacă deci, în figura 9, luăm un vector $OA = I$ pentru a reprezenta curentul, presiunea sonomotrice va fi reprezentată de vectorul $OB = H$ dat înapoi cu unghiul $\pi/2$. Cei doi vectori se învîrtesc ca și cum ar fi legați unul de altul, iar proiecțiile lor pe axa $OX$ reprezintă în fiecare moment valorile lui $i$ și respectiv $h$.

Deoarece numeric $H = I/aC$, putem scrie în mod simbolic $(H) = -\mathrm{j}I/aC$, $-\mathrm{j}$ fiind un simbol care indică că vectorul $H$ este cu $\pi/2$ în urma vectorului $I$.

Înmulțind ambele părți ale ecuației simbolice cu $\mathrm{j}aC$, obținem:

$$-\mathrm{j}^2 I = \mathrm{j}aCH,$$

care exprimă că mărimea $-\mathrm{j}^2 I$ este cu $\pi/2$ în avans față de forța sonomotrice $H$.

Am găsit însă că presiunea sonomotrice $H$ este cu $\pi/2$ în urma curentului $I$, adică curentul $I$ este cu $\pi/2$ în avans față de presiunea sonomotrice $H$. Rezultă prin urmare că $-j^2 = 1$ și $j^2 = -1$.

Prin urmare, ecuația găsită poate fi scrisă

$$(I) = jaCH. \tag{1}$$

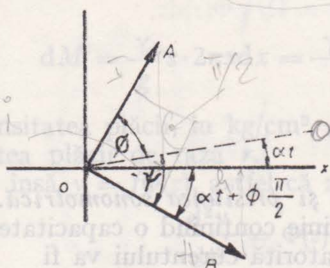


Fig. 9. — Reprezentarea vectorială a presiunii sonice și a curentului sonic.

Vom întrebuința ecuația care leagă curentul cu presiunea sonomotrice sub această formă.

*Deplasamentul sonic* este totdeauna în fază cu presiunea sonomotrice și avem $\delta = Ch$ sau $\Delta = CH$ și mai departe

$$(I) = ja\Delta.$$

*Relația între curent, inerție și presiunea sonomotrice.* Fie $L$ coeficientul de inerție; dacă curentul este de forma

$$i = I\sin(at + \Phi),$$

avem

$$h = L\mathrm{d}i/\mathrm{d}t = LIa\cos(at + \Phi),$$
$$h = LIa\sin(at + \Phi + \pi/2).$$

Dacă punem $H = LIa$, avem

$$h = H\sin(at + \Phi + \pi/2).$$

Se vede, prin urmare, că presiunea sonomotrice este de formă sinusoidală și cu $\pi/2$ în avans față de curent; putem deci scrie întrebuințînd notația simbolică

$$(H) = jLaI, \tag{2}$$

ceea ce indică că presiunea sonomotrice este reprezentată prin proiecția pe $OX$ a vectorului $H$ egal numeric cu $LaI$ și în avans cu unghiul $\pi/2$ față de vectorul care reprezintă pe $I$.

*Perditanță.* Dacă curentul este de formă sinusoidală, deoarece avem $i = Sh$, unde $S$ este coeficientul de perditanță, rezultă că $h$ va fi de formă sinusoidală și în fază cu presiunea sonomotrice și putem scrie

$$I = SH. \tag{3}$$

*Fricțiune.* Pentru fricțiune avem, de asemenea,

$$H = RI, \tag{4}$$

în fază cu curentul.

*Efect combinat al frecțiunii, capacității, inerției și perditanței într-o conductă.* Dacă avem așezate în serie într-o conductă: fricțiune, capacitate, inerție și perditanță, scriem:

$$H_1 = RI, \quad H_2 = -\,\mathrm{j}I/aC, \quad H_3 = \mathrm{j}LaI, \quad H_4 = I/S.$$

Presiunea sonomotrice între extremitățile tubului va fi

$$(H) = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 = (R + 1/S)\,I + \mathrm{j}(La - 1/Ca)I. \qquad (5)$$

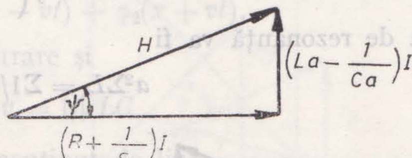



Fig. 10. — Diagrama vectorială a unui circuit sonic.

Se va vedea că vectorul $H$ este rezultanta unui vector $(R + 1/S)I$, în fază cu $I$, și a unui alt vector $(La - 1/Ca)I$, în avans față de $I$ cu $\pi/2$.

Trasînd diagrama de vectori, se vede că valoarea numerică a lui $H$ va fi (fig.10)

$$H = I\sqrt{(R + 1/S)^2 + (La - 1/Ca)^2}$$

și că vectorul $H$ va fi în avans față de vectorul $I$ cu unghiul $\psi$ dat de ecuația

$$\mathrm{tg}\psi = \frac{La - 1/Ca}{R + 1/S}$$

Vedem că $\psi = 0$ cînd $LCa^2 = 1$.

Această condiție corespunde cu o stare de rezonanță între capacitate și inerție.

Cantitatea $La - 1/Ca$ vom numi-o reactanță; ea are aceleași dimensiuni ca și coeficientul de fricțiune, dar diferă de fricțiune prin aceea că presiunea sonomotrice, datorită rezistenței de fricțiune, este în fază cu turația, pe cînd presiunea sonomotrice, datorită unei reactanțe, diferă în fază cu 90° față de curent.

Trebuie notat că reactanța poate fi considerată că se produce numai prin inerție, punînd $L_1 = 1/Ca^2$ și considerînd capacitatea ca o inerție negativă. Astfel reactanța totală ar fi mai simplu scrisă considerînd numai inerții $(L - L_1)a$.

O inerție poate fi considerată ca o capacitate negativă dată de

$$C_1 = 1/La^2.$$

În același mod putem privi coeficientul de fricțiune $R$ ca o inerție simbolică iar perditanța ca o capacitate simbolică; de exemplu, valoarea inerției echivalente pentru o rezistență $R$ ar fi

$$(L_2) = -\,\mathrm{j}\cdot R/a.$$

Efectul de a pune în paralel rezistențe, inerții, capacități și perditanțe poate fi găsit în mod analog.

În acest caz, dacă însemnăm prin $R$, $S$, $L$, $C$, diferitele valori la montajul în paralel (fig. 11) avem

$$(I) = \left(S + \frac{1}{R}\right)H + \mathrm{j}\left(aC - \frac{1}{aL}\right)H$$

și

$$\operatorname{tg}\psi_1 = \frac{aC - 1/aL}{S + 1/R}.$$

Dacă considerăm diferite rezistențe, inerții, capacități și perditanțe în serie, avem în general

$$(H) = (\Sigma R + \Sigma 1/S)I + \mathrm{j}\left(a\Sigma L - \frac{1}{a}\Sigma 1/C\right)I$$

și condiția de rezonanță va fi

$$a^2\Sigma L = \Sigma 1/C.$$

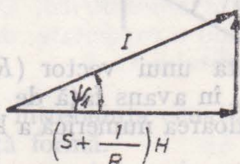



**Fig. 11. — Diagrama vectorială a unui circuit sonic derivație.**

În același mod pentru diferiți curenți concentrați la un punct

$$I = I_1 + I_2 + I_3 + \ldots,$$

$I$ fiind suma geometrică a vectorilor reprezentînd $I_1$, $I_2$, $I_3$ etc.

Analog obținem formula pentru $I$

$$(I) = (\Sigma S + \Sigma 1/R)H + \mathrm{j}(a\Sigma C - (1/a)\Sigma 1/L)H.$$

Dacă curentul sau presiunea sonomotrice sînt funcții generale, avem relațiile corespunzătoare

$$h_1 = Ri, \quad h_2 = (1/C)\int i\mathrm{d}t, \quad h_3 = L\cdot \mathrm{d}i/\mathrm{d}t, \quad h_4 = i/S,$$

iar presiunea sonomotrice între extremitățile țevii, care are fricțiune, capacitate, inerție și perditanță în serie, va fi

$$h = h_1 + h_2 + h_3 + h_4,$$

$$h = Ri + (1/C)\int i\mathrm{d}t + L\cdot \mathrm{d}i/\mathrm{d}t + i/S$$

și analog, curentul necesar într-o țeavă, în care fricțiune, capacitate, inerție și perditanță sînt legate paralel sau într-un punct comun, este dat de

$$i = Sh + C\cdot \mathrm{d}h/\mathrm{d}t + (1/L)\int h\mathrm{d}t + h/R.$$

O reprezentare simplă a efectelor undei în linii sonice lungi poate fi aproximată neglijînd pierderile prin fricțiune și perditanță, datorați coeficienților $R$ și $S$, astfel că funcțiile generale din capitolul IV se reduc la:

$$\frac{\partial h}{\partial x} = L\frac{\partial i}{\partial t}, \quad \frac{\partial i}{\partial x} = C\,\frac{\partial h}{\partial t},$$

$L$ fiind inerția (serie) pentru unitatea de lungime a liniei și $C$ capacitatea (paralel) pentru unitatea de lungime a liniei.

Aceasta determină ecuația diferențială cu derivate parțiale

$$\frac{\partial^2 h}{\partial t^2} = v^2 \frac{\partial^2 h}{\partial x^2},$$

Soluția acestei ecuații, binecunoscută în acustică, este

$$h = \varphi_1(x - vt) + \varphi_2(x + vt),$$

în care $\varphi_1$ și $\varphi_2$ sînt funcții arbitrare și

$$v = 1/\sqrt{LC}$$

este viteza sunetului în mediul conținut de linie.

Corespunzător condițiilor la capetele liniei, apar o serie de unde longitudinale, care străbat linia și se reflectă între capete, la orice perturbație produsă într-un punct oarecare al liniei. Mai multe detalii pentru liniile lungi sînt date în capitolul V.

*Lucru mecanic.* Lucru mecanic efectuat de un curent sonic se poate calcula precum urmează:

Fie $dx$ mișcarea unei secțiuni transversale de lichid într-o conductă de suprafață $\omega$ într-un interval de timp $dt$. Lucrul efectuat prin deplasarea lichidului între două puncte sub o presiune sonomotrice $h$, ar fi

$$dW = h\omega dx = h\omega(dx/dt)dt,$$

dar deoarece $dx/dt$ reprezintă viteza instantanee în țeavă

$$\omega \cdot dx/dt = i,$$

astfel că avem:

$$dW = hidt, \quad W = \int_{t_0}^{t} hidt.$$

Dacă $h$ și $i$ sînt funcțiuni sinusoidale de formă

$$h = H\sin(at + \psi_1), \quad i = I\sin(at + \psi_2),$$

avem

$$W = HI\int_{t_0}^{t} \sin(at + \psi_1)\sin(at + \psi_2)dt,$$

luînd în considerație că

$$\sin(at + \psi_1)\sin(at + \psi_2) = (1/2)[\cos(\psi_1 - \psi_2) - \cos(2at + \psi_1 + \psi_2)],$$

obținem

$$W = (HI/2)[(t - t_0)\cos(\psi_1 - \psi_2) - (1/2a)\{\sin(2at + \psi_1 + \psi_2) - \\ - \sin(2at_0 + \psi_1 + \psi_2)\}],$$

$t$ și $t_0$ fiind limitele de timp între care considerăm lucrul efectuat.

Vedem din această formulă că lucrul mediu pe secundă în timpul unei perioade este

$$W = (HI/2)\cos(\psi_1 - \psi_2).$$

Unghiul $\psi_1 - \psi_2 = \Phi$ este unghiul dintre vectorii reprezentînd pe $H$ și $I$ în figura 12.

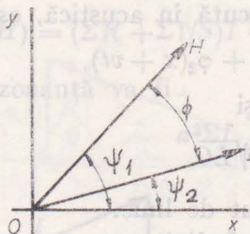



Fig. 12. — Decalajul între vectorii presiunii sonice și curentul sonic.

Deoarece

$$HI/2 = (H/\sqrt{2}) \cdot (I/\sqrt{2}) = H_{ef} \cdot I_{ef},$$

putem scrie

$$W = H_{ef} \cdot I_{ef} \cdot \cos\Phi.$$

Astfel lucrul pe secundă este reprezentat de produsul vectorilor care reprezintă presiunea sonomotrice eficace și curentul eficace, multiplicat cu cosinusul unghiului dintre acești doi vectori. Acest cosinus poate fi denumit *factor de putere.*

Dacă (fig. 13) reprezentăm curentul cu $I$, și presiunea sonomotrice cu $(H) = H_1 + jH_2$, vedem că

$$W = (1/2)HI\cos\Phi = (1/2)H_1 I.$$

Astfel, numai componenta $H_1$ produce lucru, cealaltă componentă, $H_2$, este o componentă fără lucru. În general, putem spune că lucrul este produs numai de vectorii $H$ și $I$, care sînt paraleli sau în fază.

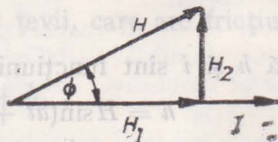



Fig. 13. — Descompunerea vectorului presiune sonică $H$ în componentă activă $H_1$ și reactivă $H_2$.

Dacă avem:

$$(H) = H_1 + jH_2, \quad (I) = I_1 + jI_2,$$

lucrul ar fi suma lucrului corespunzător celor două perechi de vectori care sînt paraleli între ei, anume $H_1$ și $I_1$ și $H_2$ și $I_2$

$$W = (1/2)H_1 I_1 + (1/2)H_2 I_2.$$

Acest rezultat se poate obține într-un alt mod; observînd că, dacă $\gamma$ (fig. 14) este un unghi arbitrar și avem:

$$H_1 = H\cos(\Phi + \gamma), \quad H_2 = H\sin(\Phi + \gamma), \quad I_1 = I\cos\gamma, \quad I_2 = I\sin\gamma,$$

obținem

$$\cos\Phi = \cos\gamma\cos(\Phi + \gamma) + \sin\gamma\sin(\Phi + \gamma).$$

Înmulțind această expresie cu $(1/2)HI$, găsim formula dată mai sus

$$W = (1/2)H_1I_1 + (1/2)H_2I_2.$$

A nu se înmulți valorile simbolice ale lui $H$ și $I$ pentru a obține lucru[1] în formă simbolică din cauză că lucrul nu poate fi exprimat în această formă. Lucrul mediu pe secundă sau puterea mecanică nu este o funcție periodică

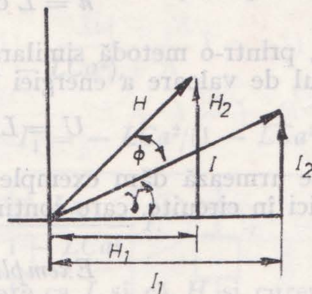



Fig. 14. — Calculul factorului de putere.

a timpului, ci este pur și simplu o valoare aritmetică; o expresie simbolică pentru lucru ar fi, așadar, fără sens.

Spre a se obține expresia pentru puterea mecanică sau lucrul pe secundă, din expresiile simbolice ale lui $H$ și $I$, trebuie să luăm media produselor componentelor paralele. Ca regulă generală componentele lui $H$ și $I$ care sînt paralele efectuează lucru, iar componentele care sînt în cuadratură (adică care diferă în fază cu 90°) nu efectuează lucru.

Astfel, presiunile care rezultă într-un curent ce străbate inerții sau capacități, nu produc lucru sau nu cer nici un lucru pentru a întreține mișcarea, deoarece aceste presiuni diferă în fază cu 90° față de curent.

*Energia potențială a unei capacități*. Lucrul înmagazinat într-o capacitate $C$ poate fi calculat cu formula

$$U = \int hi\mathrm{d}t,$$

dar am găsit că relația dintre curent și presiunea sonomotrice este

$$h = \frac{1}{C}\int i\mathrm{d}t,$$

sau

$$i\mathrm{d}t = C\mathrm{d}h.$$

Substituind, obținem

$$U = C\int h\mathrm{d}h = Ch^2/2 + A,$$

$A$ fiind o constantă de integrare.

Dacă presupunem că lucrul este zero cînd $h = 0$, obținem pur și simplu

$$U = Ch^2/2.$$

Dacă $h$ este o funcție periodică, valoarea maximă a lui $U$ va fi

$$U = CH^2/2.$$

*Energia cinetică a unei inerții.* În același mod obținem lucrul acumulat într-o inerție, prin formula

$$U = \int hi\mathrm{d}t.$$

Dar am găsit că

$$h = L\,\mathrm{d}i/\mathrm{d}t.$$

Astfel că, printr-o metodă similară cu aceea urmată mai sus, obținem pentru maximul de valoare a energiei cinetice, înmagazinată într-o inerție,

$$U = LI^2/2.$$

În cele ce urmează dăm exemple de aplicare a teoriei la unele cazuri de curenți sonici în circuite, care conțin separat capacități și inerții.

### *Exemplul I*

A se găsi perioada de rezonanță a unei plăci circulare vibratoare.

Coeficientul de inerție al pistonului va fi $L = P_1/g\Omega_1^2$, iar capacitatea plăcii $C = A\Omega\Omega_1$.

Condiția de rezonanță pentru o astfel de placă este $LCa^2 = 1$, $a$ fiind egal cu $2\pi n$, unde $n$ este numărul vibrațiilor pe secundă. Astfel avem

$$1 = LCa^2 = \frac{P_1 A\Omega\Omega_1 a^2}{g\Omega_1^2} = \frac{P_1 A\Omega}{g\Omega_1} a^2.$$

Dar

$$P_1 = P\Omega_1/\Omega, \qquad APa^2/g = 1,$$

și

$$a = \sqrt{g/AP} = (s/\Omega)\sqrt{Eg/\gamma u},$$

unde $\gamma$ este greutatea specifică a plăcii

### *Exemplul II*

Să presupunem că avem un generator $a$ producînd un curent sonic în conductele $bc$ legate între punctele $b$ și $c$ printr-un tub conținînd un condensator $d$ a cărui capacitate este $C$.

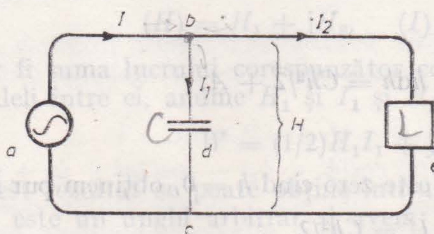



Fig. 15. – Circuit sonic.

Să presupunem că circuitul este închis printr-un aparat cu mișcare alternativă $e$, al cărui coeficient de inerție definit ca mai sus este $L$. Putem găsi diferiții curenți și presiunea sonomotrice.

Fie: $I$ — curentul în $ab$, $I_1$ — curentul în $bdc$, $I_2$ — curentul în $bec$, $H$ — presiunea sonomotrice între $b$ și $c$.

Atunci, considerînd circuitele $bdc$ și $bec$ separat

$$(H) = jLaI_2 \quad \text{și} \quad (I_1) = jCaH,$$

din care

$$I_1 = -LCa^2I_2, \quad \text{dar} \quad I = I_1 + I_2.$$

Prin urmare

$$I = I_2(1 - LCa^2),$$

de unde

$$I_2 = I/(1 - LCa^2), \quad I_1 = -LCa^2/(1 - LCa^2)$$

și

$$(H) = j\frac{La}{1 - LCa^2}I.$$

Se vede că $I_2$ poate fi mai mare ca $I$ și că $H$ și curenții $I_1$, $I_2$ devin infiniți dacă condiția de rezonanță $LCa^2 = 1$ este îndeplinită.

Să presupunem că există fricțiune $R$ în circuitul $bec$. Atunci avem

$$(H) = (R + jLa)I_2, \quad (I_1) = jCaH.$$

Astfel că

$$(I_1) = (-LCa^2 + jRCa)I_2, \quad (I) = (1 - LCa^2 + jRCa)I_2.$$

Dacă $LCa^2 = 1$, condiția pentru rezonanță, avem

$$(I) = jRCaI_2,$$

adică

$$(I_2) = -jI/RCa$$

și

$$(H) = [-j(1/Ca) + L/RC]I.$$

Astfel că aritmetic

$$H = (I/Ca)\sqrt{1 + (La/R)^2}.$$

Cu $R$ suficient de mic și frecvența suficient de înaltă pentru a putea neglija unitatea față de $(La/R)^2$, obținem

$$H = LI/CR = L^2a^2I/R.$$

*Exemplul III*

Fie $a$ (fig. 16) un generator producînd curent sonic în conducte legate prin două tuburi conținînd capacități, inerții și rezistențe $C_1$, $L_1$, $R_1$ și respectiv $C_2$, $L_2$, $R_2$, tuburile de legătură fiind în paralel. Acesta corespunde în practică cu cazul a două mașini motoare așezate în paralel la liniile de transmisie.

A se găsi curenții $I_1$ și $I_2$ precum și presiunea sonomotrice $H$.

Avem ecuațiile

$$(H) = I_1(R_1 + jaL') = I_2(R_2 + jaL''),$$

unde

$$L' = L_1 - \frac{1}{a^2C_1}, \quad L'' = L_2 - \frac{1}{a^2C_2}, \quad \frac{I_1}{I_2} = \frac{R_2 + jaL''}{R_1 + jaL'},$$

dar

$$(I) = (I_1) + (I_2),$$

astfel încît

$$(I_1) = I\,\frac{R_2 + jaL''}{R + jaL}, \quad (I_2) = I\,\frac{R_1 + jaL'}{R + jaL},$$

unde $R = R_1 + R_2$, $L = L' + L''$.

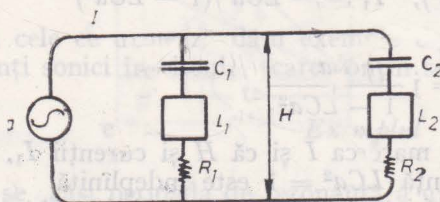



Fig. 16. — Circuit sonic cu elemente componente.

Astfel găsim

$$(H) = I\,\frac{(R_1 + jaL')(R_2 + jaL'')}{R + jaL}$$

și pentru a găsi valorile numerice ale vectorilor $I_1$ și $I_2$ avem

$$I_1 = I\sqrt{\frac{R_1^2 + (aL'')^2}{R^2 + a^2L^2}}, \quad I_2 = I\sqrt{\frac{R_1^2 + (aL')^2}{R^2 + a^2L^2}},$$

pentru valoarea numerică a lui $H$, avem

$$H = I\sqrt{\frac{[R_1^2 + (aL')^2][R_2^2 + (aL'')^2]}{R^2 + a^2L^2}}.$$

*Exemplul IV*

Să presupunem că avem, ca în figura 17, un generator $a$, avînd un singur piston care generează un curent sonic într-o linie simplă. Un vas de fier, conținînd lichid, de capacitate $C$, este așezat în paralel pe o linie

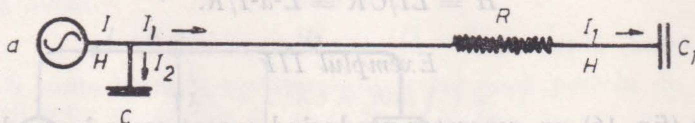



Fig. 17. — Circuit sonic cu rezistență.

aproape de generator. O astfel de capacitate poate fi considerată ca un condensator ordinar, menținut la o presiune constantă egală cu presiunea medie din conducta principală. Într-un asemenea caz diferența de presiune pe ambele fețe ale condensatorului este egală cu variația presiunii, în conducta principală, deasupra și dedesubtul presiunii medii. Fie $R$ un dispozitiv de fricțiune absorbind energie, de exemplu un tub de diametru mic adaptat

pentru a fi încălzit prin curent sonic, și fie $C_1$ o a doua capacitate formată dintr-un al doilea vas de fier. Să presupunem că cunoaștem curentul $I$ și viteza unghiulară $a$ a manivelei echivalente. A se găsi presiunea sonomotrice $H$ și lucrul efectuat de generator și absorbit pentru încălzirea dispozitivului de fricțiune.

Avem ecuațiile:

$$(I_2) = \mathrm{j}aCH, \quad (I_1) = \mathrm{j}aC_1H_1, \quad H - H_1 = RI_1, \quad (I) = (I_1) + (I_2),$$

de unde

$$(I_1) = \frac{\mathrm{j}aC_1H}{1 + \mathrm{j}aC_1R}, \quad (I) = \frac{\mathrm{j}aC_1H}{1 + \mathrm{j}aC_1R} + \mathrm{j}aCH = \frac{\mathrm{j}a(C + C_1) - a^2CC_1R}{1 + \mathrm{j}aC_1R} H.$$

Aritmetic

$$I = Ha\sqrt{\frac{(C + C_1)^2 + (aCC_1R)^2}{1 + (aC_1R)^2}}, \quad H = \frac{I}{a}\sqrt{\frac{1 + (aC_1R)^2}{(C + C_1)^2 + (aCC_1R)^2}}.$$

În notație simbolică, putem scrie

$$(I) = \frac{[\mathrm{j}(C + C_1) - aCC_1R][1 - \mathrm{j}aC_1R]}{1 + (aC_1R)^2} Ha =$$

$$= \frac{Ha}{1 + (aC_1R)^2}[RaC_1^2 + \mathrm{j}(C + C_1 + RCa^2C_1^2)].$$

Curentul $I$ are o astfel de componentă în fază cu $H$ dată de

$$I = \frac{HRa^2C_1^2}{1 + (aC_1R)^2},$$

așa încît puterea mecanică absorbită va fi

$$W = \frac{HI'}{2} = \frac{H^2a^2C_1^2R}{2[1 + (aC_1R)^2]}.$$

Sau înlocuind pe $H$ prin valoarea sa aritmetică în funcție de $I$

$$W = \frac{I^2C_1^2R}{2[(C + C_1)^2 + (aCC_1R)^2]}.$$

Valoarea fricțiunii pentru care puterea mecanică $W$ este un maximum este aceea dată de

$$\mathrm{d}W/\mathrm{d}R = 0,$$

adică

$$R = (C + C_1)/aCC_1.$$

Dacă $R$ are această valoare, obținem

$$W_{\max} = \frac{I^2C_1}{4aC(C + C_1)},$$

și

$$H = \frac{I}{a(C + C_1)}\sqrt{1 + \frac{C_1}{C} + \frac{1}{2}\left(\frac{C_1}{C}\right)^2}.$$

*Exemplu numeric*

Să presupunem că avem un generator constînd dintr-un piston oscilator a cărui cursă este de 6 cm, secțiunea pistonului de 5 cm², iar numărul de rotații pe minut 955. Să presupunem că, capacitatea $C$ este o butelie de oțel cu un volum de 2 000 cm³, lichidul intrebuințat fiind apă, avînd un coeficient de elasticitate de 20 000 kg/cm²; neglijînd efectul lichidului în conducte, avem:

$$a = 2\pi n = 2\pi \frac{955}{60} = 100 \text{ rad/s},$$

$$I = ra\omega = 3 \times 100 \times 5 = 1\,500 \text{ cm}^3/\text{s} = 1{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s},$$

$$C = V/E = 5\,000/20\,000 = 0{,}25 \text{ cm}^5/\text{kg} = 0{,}25 \cdot 10^{-11} \text{ m}^5/\text{N},$$

$$C_1 = 2\,000/20\,000 = 0{,}1.$$

Maximul puterii mecanice la generator va corespunde cu o rezistență

$$R = \frac{C + C_1}{aCC_1} = \frac{0{,}25 + 0{,}1}{100 \times 0{,}25 \times 0{,}1} = 0{,}14 \text{ kg s/cm}^5 = 1{,}37 \cdot 10^{10} \text{ Ns/m}^5$$

și puterea va fi

$$W = \frac{1\,500^2 \times 0{,}1}{4 \times 100 \times 0{,}25(0{,}25 + 0{,}1)} = 6\,440 \text{ kg}\cdot\text{cm} = 0{,}85 \text{ CP} = 625{,}3 \text{ W}.$$

Presiunea sonomotrice $H$ va fi

$$H = \frac{1\,500}{100(0{,}25 + 0{,}1)} \sqrt{1 + \frac{0{,}1}{0{,}25} + \frac{1}{2}\left(\frac{0{,}1}{0{,}25}\right)^2} = 52 \text{ kg/cm}^2 = 5{,}1 \cdot 10^6 \text{ Pa}.$$

Este interesant de a nota că produsul $HI/2 = 52 \times 1\,500/2 = 39\,000$ kg cm/s dă o putere aparentă în cai de 5,1, astfel că factorul de putere la generator va fi $\cos \Phi = 0{,}85/5{,}1 = 0{,}167$.

Valoarea numerică a lui $I_1$ și $I_2$ se poate găsi, de asemenea. Avem:

$$I_2 = aCH = 100 \times 0{,}25 \times 52 = 1\,300 \text{ cm}^3/\text{s},$$

$$I_1 = aC_1H/\sqrt{1 + (aC_1R)^2} = 100 \times 0{,}1 \times 52/\sqrt{1 + (100 \times 0{,}1 \times 0{,}14)^2} = $$
$$= 302 \text{ cm}^3/\text{s}.$$

Să presupunem că fricțiunea este reprezentată de un tub de 0,6 cm diametru interior; secțiunea $\omega$ va fi

$$\omega = (\pi/4) \times 0{,}6^2 = 0{,}282 \text{ cm}^2.$$

Maximul vitezei va fi

$$v = I/\omega = 302/0{,}282 = 1\,070 \text{ cm/s} = 10{,}7 \text{ m/s}$$

și viteza eficace va fi

$$v_{ef} = 1070/\sqrt{2} = 756 \text{ cm/s} = 7{,}56 \text{ m/s}.$$

Coeficientul de fricțiune, din capitolul III, va fi

$$k = \frac{v_{ef}}{100d} + \frac{9}{100d}\sqrt{v_{ef}/d} = \frac{756}{100 \times 0{,}6} + \frac{9}{100 \times 0{,}6}\sqrt{\frac{756}{0{,}6}} = 17{,}9.$$

Astfel încît coeficientul de fricțiune

$$R = k\frac{l}{\omega \times 10^6} = \frac{17{,}9l}{10^6 \times 0{,}282} = 0{,}14\text{kgs/cm}^5 = 1{,}37 \cdot 10^{10}\ \text{Ns/m}^5,$$

ceea ce ne dă

$$l = \frac{0{,}14 \times 10^6 \times 0{,}282}{17{,}9} = 2280\ \text{cm} = 22{,}8\ \text{m}.$$

Vedem că un astfel de tub este prea lung pentru a se întrebuința în practică, astfel că va fi necesar de a lua un tub de diametru mai mic. Dacă luăm un tub de diametru 0,32 cm, obținem

$$\omega = (\pi/4) \cdot (0{,}32)^2 = 0{,}08\ \text{cm}^2.$$

Viteza $v = 300/0{,}08 = 3\,750$ cm/s, $v_{ef} = 2\,650$ cm/s, $k = 105$, $l = \frac{0{,}14 \times 10^6 \times 0{,}08}{105} = 107\ \text{cm} = 1{,}07\ \text{m}.$

Este de notat diferența mare în rezistență produsă de o mică schimbare în diametrul țevii ce formează aparatul de fricțiune.

# CURENŢI ÎN CONDUCTE LUNGI

*Curenţi alternativi în conducte lungi.* În capitolele precedente am discutat condiţiile teoretice care domină scurgerea curenţilor alternativi în circuite conţinînd capacitate, inerţie şi rezistenţă, fără considerarea capacităţii şi inerţiei distribuite ale lichidului din conducte. La transmisiunile pe mari distanţe este necesar de a ţine seama de efectul capacităţii şi inerţiei lichidului însuşi.

Fir $R$, $L$, $S$ şi $C$ respectiv: rezistenţa, inerţia, perditanţa şi capacitatea pe unitate de lungime a unei conducte lungi şi să considerăm o porţiune d$x$ a conductei; fie $(H)$, $(I)$, respectiv, valorile simbolice sau vectoriale ale presiunii sonomotrice şi curentului.

Dacă d$(H)$ este presiunea sonomotrice care produce mişcarea masei lichide în porţiunea d$x$ şi d$(I)$ diferenţa curentului între extremităţile porţiunii d$x$, avem

$$\mathrm{d}(H) = (I)R\mathrm{d}x + \mathrm{j}a(I),L\mathrm{d}x, \qquad \mathrm{d}(I) = (H)S\mathrm{d}x + \mathrm{j}a(H)C\mathrm{d}x,$$

astfel că

$$\mathrm{d}(H)/\mathrm{d}x + R(I) = \mathrm{j}aL(I), \qquad \mathrm{d}(I)/\mathrm{d}x = S(H) + \mathrm{j}aC(H).$$

Dacă considerăm

$$(L) = L - \mathrm{j}R/a, \qquad (C) = C - \mathrm{j}S/a,$$

aceste ecuaţii devin:

$$\mathrm{d}(H)/\mathrm{d}x = \mathrm{j}a(L)\cdot(I), \qquad \mathrm{d}(I)/\mathrm{d}x = \mathrm{j}a(C)\cdot(H).$$

Diferenţiind aceste ecuaţii, obţinem

$$\mathrm{d}^2(H)/\mathrm{d}x^2 = a^2(C)\cdot(L)\cdot(H), \qquad \mathrm{d}^2(I)/\mathrm{d}x^2 = a^2(C)\cdot(L)\cdot(I).$$

Dacă punem acum $\mu = a\sqrt{(L)\cdot(C)}$, obţinem

$$\mathrm{d}^2(H)/\mathrm{d}x^2 + \mu^2(H) = 0, \qquad \mathrm{d}^2(I)/\mathrm{d}x^2 + \mu^2(I) = 0.$$

Soluţia generală a acestor ecuaţii este:

$$(H) = A\sin\mu x + B\cos\mu x, \qquad (1)$$

$$(I) = A_1\sin\mu x + B_1\cos\mu x. \qquad (2)$$

Pentru a determina constantele, să considerăm capătul conductei de la generator şi fie $(H_0)$ şi $(I_0)$, respectiv, presiunea sonomotrice şi curentul la acest capăt.

Atunci avem pentru $x = 0$, $B = (H)_0$, şi $B_1 = (I)_0$.

Din ecuațiile (1) și (2) obținem prin diferențiere:

$$d(H)/dx = ja(L)\cdot(I) = \mu(A\cos\mu x - B\sin\mu x),$$

$$d(I)/dx = ja(C)\cdot(H) = \mu(A_1\cos\mu x - B_1\sin\mu x),$$

astfel încît pentru $x = 0$, $-A = ja(L)\cdot(I)_0/\mu$, și $-A_1 = ja(C)\cdot(H)_0/\mu$.

Dacă $(H)$ și $(I)$ sînt valorile lui $(H)$ și $(I)$ la receptor, lungimea conductei fiind $l$, obținem:

$$(H) = (H_0)\cos\mu l - j(I_0)\sqrt{(L/C)}\sin\mu l,$$

$$(I) = (I_0)\cos\mu l - j(H_0)\sqrt{(C/L)}\sin\mu l,$$

sau dacă schimbăm forma

$$(H_0) = (H)\cos\mu l + j(I)\sqrt{(L)/(C)}\sin\mu l, \tag{3}$$

$$(I_0) = (I)\cos\mu l + j(H)\sqrt{(C)/(L)}\sin\mu l. \tag{4}$$

Aceste ecuații sînt generale și dau soluția completă a problemei. Cantitățile $(L)$ și $(C)$ sînt simbolice, astfel că $\mu = a\sqrt{(L)\cdot(C)}$ va fi o cantitate, de asemenea, simbolică.

Dacă $R$ și $S$ sînt foarte mici, sau cînd $a$ este foarte mare, valorile lui $(L)$ și $(C)$ sînt practic egale cu $L$ și $C$, termenii complecși $j\cdot R/a$ și $j\cdot S/a$ devenind neglijabili. Sub aceste condiții formulele generale (3) și (4) devin:

$$(H_0) = (H)\cos\mu l + j(I)\sqrt{L/C}\sin\mu l,$$

$$(I_0) = (I)\cos\mu l + j(H)\sqrt{C/L}\sin\mu l.$$

și vedem că mișcarea urmează o lege sinusoidală atît față de variabila $l$ cît și față de timp. Se vede, de asemenea, că pentru valori ale lui $l$ date de:

$$\mu l = 2k\pi, \quad (H_0) = (H), \quad (I_0) = (I),$$

adică $(H_0)$ și $(I_0)$ sînt funcții armonice de $l$.

Lungimea $\lambda$ dată de $\mu\lambda = 2\pi$ este *lungimea de undă*.

Aceste concluzii, totuși, sînt exacte numai întrucît $R/a$ sau $S/a$ ar fi neglijabile față de $L$ și $C$.

Formulele generale (3) și (4) pot fi scrise, de asemenea,

$$(H_0)\sqrt{(C)} = (H)\sqrt{(C)}\cos\mu l + j(I)\sqrt{(L)}\sin\mu l,$$

$$(I_0)\sqrt{(L)} = (I)\sqrt{(L)}\cos\mu l + j(H)\sqrt{(C)}\sin\mu l.$$

și punînd

$$h = (H)\sqrt{(C)}, \quad i = (I)\sqrt{(L)}, \quad h_0 = (H_0)\sqrt{(C)}, \quad i_0 = (I_0)\sqrt{(L)}, \quad \mu l = \alpha,$$

ecuațiile devin:

$$h_0 = h\cos\alpha + ji\sin\alpha, \tag{5}$$

$$i_0 = i\cos\alpha + jh\sin\alpha, \tag{6}$$

de asemenea

$$h = h_0 \cos \alpha - \mathrm{j} i_0 \sin \alpha, \tag{7}$$

$$i = i_0 \cos \alpha - \mathrm{j} h_0 \sin \alpha. \tag{8}$$

Vom numi cantitățile $h$ și $i$ *presiune proporțională* și *curent proporțional*. Pentru a schimba formulele exprimate în $h$ și $i$, în formule în $(H)$ și $(I)$ n-avem decît să înlocuim $h$ prin $(H)\sqrt{(C)}$ și $i$ prin $(I)\sqrt{(L)}$.

Se vede că, neglijînd pe $R$ și $S$, presiunea proporțională devine $h = H\sqrt{C}$ și curentul proporțional $i = I\sqrt{L}$.

Maximul valorii energiei potențiale pe unitatea de lungime a conductei este $H^2C/2$ și maximul valorii energiei cinetice este $I^2L/2$.

Vedem, prin urmare, că în acest caz presiunea proporțională este egală cu rădăcina pătrată a dublului energiei potențiale maxime pe cm, pe cînd curentul proporțional este egal cu rădăcina pătrată a dublului energiei cinetice maxime pe cm.

Deoarece avem

$$h_0 = h \cos \alpha + \mathrm{j} i \sin \alpha,$$

$$i_0 = i \cos \alpha + \mathrm{j} h \sin \alpha,$$

vedem că, în cazul cînd $h$ și $i$ sînt în fază,

$$h_0^2 + i_0^2 = h^2 \cos^2 \alpha + i^2 \sin^2 \alpha + i^2 \cos^2 \alpha + h^2 \sin^2 \alpha = h^2 + i^2.$$

Rezultă că suma energiilor maxime cinetică și potențială pe unitate de lungime este constantă de-a lungul conductei.

Este comod a întrebuința aceste noțiuni de curent și presiune proporțională în cazurile în care aparate, precum condensatoare și inerții, sînt legate pe conducte. Astfel, ecuațiile care dau relația între curent și presiunea sonomotrice, găsite în capitolul IV, anume:

$$(I) = \mathrm{j}aCH, \qquad (H) = \mathrm{j}aLI,$$

pot fi scrise

$$(I)\sqrt{(L)} = \mathrm{j}aCH\sqrt{(C)}\sqrt{(L)/(C)}, \qquad (H)\sqrt{(C)} = \mathrm{j}aLI\sqrt{(L)}\sqrt{(C)/(L)}.$$

Dacă notăm $\psi = \sqrt{(C)/(L)}$, obținem:

$$\psi i = \mathrm{j}aCh, \tag{9}$$

$$h = \mathrm{j}aL\psi i. \tag{10}$$

Se vede că acestea sînt identice cu formulele ordinare, $I$ fiind înlocuit prin $\psi i$ și $H$ prin $h$.

Invers, pentru a transforma formulele exprimate în $i$ și $h$ în formule ordinare, este suficient de a înlocui numai $h$ prin $\psi H$ și $i$ prin $I$.

Dacă $R$ și $S$ sînt neglijabile sau dacă frecvența este foarte înaltă, avem

$$\psi = \sqrt{C/L}.$$

Pentru unitatea de lungime a conductei, am găsit $L = \gamma/g\omega$ și $C = V/E = \omega/E$, astfel încît $\psi = \omega\sqrt{g/\gamma E}$.

Pentru apă $\psi = 7\omega$, pentru uleiul mineral $\psi = 9\omega$ și $\psi \approx (1/4)\omega$ pentru oțel.

*Cîteva formule utile.* Dacă $R$ și $S$ sînt neglijabile, am găsit mai sus $\mu\lambda = 2\pi$, dar $\alpha = \mu l$ și $\mu = a\sqrt{LC}$, de asemenea, $\sqrt{LC} = \sqrt{\gamma/gE} =$ constant.

*Viteza de undă* $v$ este egală cu lungimea de undă împărțită prin perioada unei pulsații, astfel încît:

$$v = \lambda/(2\pi/a) = a/\mu, \quad v = 1/\sqrt{LC} = \sqrt{gE/\gamma}, \quad \mu = a/v = 2\pi/\lambda = 2\pi n/v = \alpha/l.$$

Viteza de undă variază pînă la un punct oarecare cu presiunea și temperatura; un tablou arătînd valorile lui $v$ și $\psi$ pentru diferite presiuni și temperaturi este dat la sfîrșitul cărții. Pentru uleiul mineral, $v$ este circa 125 000 cm/s.

## *Aplicarea teoriei presiunilor și curenților proporționali*

### *Exemplul I*

Să presupunem că avem o conductă lungă (fig. 18) cu un condensator la fiecare capăt. Fie $h_1$, $h_2$ presiunile proporționale la capetele liniei și $i_1$, $i_2$ curenții proporționali la aceste puncte. Fie $h_0 - h_1$ căderea presiunii proporționale în primul condensator și $h_2 - h$ din al doilea.

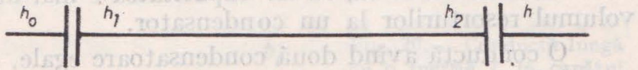



Fig. 18. — Conductă lungă cu condensatoare sonice la capete.

Fie $\mu l = \alpha$ ca mai sus. Avem atunci:

$$h_1 = h_2 \cos\alpha + \mathrm{j} i_2 \sin\alpha, \qquad i_1 = i_2 \cos\alpha + \mathrm{j} h_2 \sin\alpha,$$

dar $i_0 = i_1$ și $i_2 = i$, astfel încît:

$$h_1 = h_2 \cos\alpha + \mathrm{j} i \sin\alpha, \qquad i_0 = i \cos\alpha + \mathrm{j} h_2 \sin\alpha.$$

Dacă capacitățile condensatoarelor sînt $C_1$ și $C_2$

$$\psi i_0 = \mathrm{j} a C_1 (h_0 - h_1), \qquad \psi i = \mathrm{j} a C_2 (h_2 - h),$$

$$h_0 = h_1 - \mathrm{j}(\psi/aC_1) i_0, \qquad h_2 = h - \mathrm{j}(\psi/aC_2) i$$

sau

$$h_0 = h_2 \cos\alpha + \mathrm{j} i \sin\alpha - \mathrm{j}(\psi/aC_1) i_0,$$

$$h_0 = h(\cos\alpha + (\psi/aC_1)\sin\alpha) + \mathrm{j} i[(1 - \psi^2/a^2C_1C_2)\sin\alpha - (1/C_1 + 1/C_2)(\psi/a)\cos\alpha],$$

$$i_0 = i\cos\alpha + \mathrm{j}(h - \mathrm{j}(\psi/aC_2)i)\sin\alpha = i(\cos\alpha + (\psi/aC_2)\sin\alpha) + \mathrm{j} h \sin\alpha.$$

Dacă capacitățile condensatoarelor sînt alese egale, încît $C = C_1 = C_2$, și dacă mai departe

$$\psi/aC = (1 - \cos\alpha)/\sin\alpha = \mathrm{tg}(\alpha/2),$$

avem

$$i_0 = i + \mathrm{j} h \sin\alpha \quad \text{și} \quad h_0 = h.$$

Condiția admisă dă

$$C = (\psi/a)\,\text{ctg}(\alpha/2) = (\psi/a)\,\text{tg}(\pi - \alpha)/2. \quad (1)$$

Dacă în loc de (1) avem condiția

$$\psi/aC = (\cos\alpha - 1)/\sin\alpha = -\,\text{ctg}\,(\alpha/2) = \text{ctg}\,(\pi - \alpha/2),$$

astfel încît

$$C = (\psi/a)\,\text{tg}\,(\pi - \alpha/2), \quad i_0 = -i + jh\sin\alpha, \quad h_0 = -h. \quad (2)$$

Dacă condiția (1) este îndeplinită, vedem că valoarea capacității $C$ scade la zero cînd $\alpha$ se apropie de $\pi$, pe cînd în condiția (2), tinde spre infinit cînd $\alpha$ se apropie de $\pi$.

Trebuie reamintit că condiția $\alpha = \pi$ este îndeplinită cînd $l = \lambda/2$ adică lungimea conductei este o jumătate din lungimea de undă. Rezultă, prin urmare, că, dacă $\alpha$ se apropie de $\pi$, este de dorit, pentru a putea întrebuința condensatoare mici, de a proiecta condensatoarele astfel ca să fie rezonanță în opoziție, adică astfel ca $h_0 = -h$ și $i_0 = -i$.

Capacitatea cea mai mică necesară în practică, cînd există rezonanță în opoziție, va fi aceea corespunzătoare cu $\alpha = 3\pi/2$ cînd avem $C = \psi/a$.

Aceasta este, de asemenea, capacitatea minimă necesară cînd există rezonanță directă conform formulei (1) cu $\alpha = \pi/2$.

Trebuie notat că, cu cît capacitatea e mai mică, cu atît este mai mare volumul resorturilor la un condensator.

O conductă avînd două condensatoare egale, cîte unul la fiecare capăt, va fi definită cu o *conductă balansată*, în cazul cînd avem $h_0 = h$, sau $h_0 = -h$, independent de valorile curentului $i$, aceste condiții vor fi îndeplinite cînd

$$C = (\psi/a)\,\text{tg}\,(\alpha/2), \quad \alpha < \pi/2$$

și

$$C = (\psi/a)\,\text{tg}\,(\pi - \alpha/2), \quad \alpha > \pi/2.$$

În formula generală găsită mai sus

$$h_0 = h\,(\cos\alpha + (\psi/aC_1)\sin\alpha) + ji[(1 - \psi^2/a^2C_1C_2)\sin\alpha - \\ - (1/C_1 + 1/C_2)\,(\psi/a)\cos\alpha].$$

Dacă suprimăm condensatorul $C_2$ făcînd $C_2 = \infty$, avem

$$h_0 = h\,(\cos\alpha + (\psi/aC_1)\sin\alpha) + ji\,(\sin\alpha - (\psi/aC_1)\cos\alpha)$$

și punînd $\psi/aC_1 = \text{tg}\beta$, obținem

$$h_0\cos\beta = h\cos(\alpha - \beta) + ji\sin(\alpha - \beta).$$

Cu această condiție nu se poate avea $h_0 = h$, astfel că nu e posibil de a obține o balansare completă întrebuințînd un condensator numai la unul din capetele conductei.

Dacă facem $\alpha = \beta$, obținem $h_0 = h/\cos\alpha$.

Presiunea la capătul cu generatorul ar fi mereu mai mare decît la capătul cu receptorul, dar tot independent de curentul $i$.

Să presupunem că avem o conductă lungă cu o inerție la un punct oarecare. Să presupunem mai întîi că inerția este așezată lîngă capătul din dreapta, ca în figura 19.

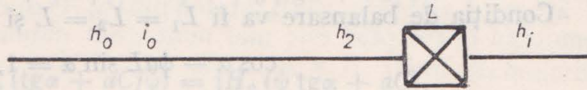



Fig. 19. — Conductă lungă cu o inerție $L$ la capătul opus generatorului.

Fie $h_0$ și $i_0$, respectiv, presiunea și curentul proporționale la capătul din stînga, iar $h$ și $i$ presiunea și curentul proporționale la capătul din dreapta.

Fie $L$ coeficientul de inerție și $h_2$ presiunea proporțională la stînga inerției.

Atunci avem

$$h_0 = h_2 \cos\alpha + \mathrm{j}i \sin\alpha, \qquad i_0 = i\cos\alpha + \mathrm{j}h_2 \sin\alpha,$$

și $h_2 - h = \mathrm{j}\psi aLi$, astfel încît:

$$h_0 = h\cos\alpha + \mathrm{j}i(\psi aL + \sin\alpha),$$

$$i_0 = i\cos\alpha + \mathrm{j}(h + \mathrm{j}\psi aLi)\sin\alpha = i(\cos\alpha - \psi aL\sin\alpha) + \mathrm{j}h\sin\alpha.$$

Dacă inerția se află la stînga ca în figura 20,

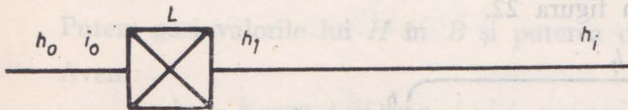



Fig. 20. — Conductă lungă cu o inerție $L$ la capătul spre generator.

$$h_1 = h\cos\alpha + \mathrm{j}i\sin\alpha, \quad i_0 = i\cos\alpha + \mathrm{j}h\sin\alpha, \quad h_0 - h_1 = \mathrm{j}\psi aLi_0,$$

$$h_0 = h\cos\alpha + \mathrm{j}i\sin\alpha + \mathrm{j}\psi aL(i\cos\alpha + \mathrm{j}h\sin\alpha) =$$

$$= h(\cos\alpha - \psi aL\sin\alpha) + \mathrm{j}i(\sin\alpha + \psi aL\cos\alpha)$$

și punînd $\psi aL = \mathrm{tg}\,\Phi$, obținem

$$h_0\cos\Phi = h\cos(\alpha + \Phi) + \mathrm{j}i\sin(\alpha + \Phi).$$

Din analogia cu exemplul precedent ajungem la excluzia că o conductă poate fi balansată prin inerții în loc de condensatoare.

Se vede imediat că o conductă balansată este o lungime de conductă, care conține astfel de inerții și capacități încît să fie echivalentă în ceea ce privește presiunea sonomotrice și curentul de la capetele ei, cu o conductă uniformă de lungime egală cu un multiplu de lungimi de semiundă a curentului alternativ din conducta uniformă la periodicitatea dată.

Să considerăm acum cazul în care două inerții sînt așezate la capetele conductei (ca în fig. 21).

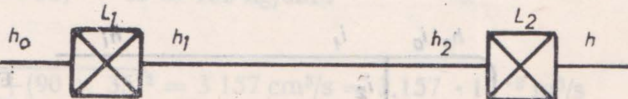



Fig. 21. — Conductă lungă balansată cu inerție la capete.

Deoarece o inerție corespunde cu o capacitate negativă, este necesar de a face numai substituție în ecuațiile obținute pentru cazul a doi conden-

satori, punînd $-La$ în loc de $1/Ca$; obținem atunci din ecuația generală, exemplul *I*,

$$h_0 = h(\cos\alpha - \psi aL\sin\alpha) + ji[(1 - \psi^2a^2L_1L_2)\sin\alpha + (L_1 + L_2)a\psi\cos\alpha],$$
$$i_0 = i(\cos\alpha - \psi aL_2\sin\alpha) + jh\sin\alpha.$$

Condiția de balansare va fi $L_1 = L_2 = L$ și

$$\cos\alpha - \psi aL\sin\alpha = 1, \qquad (1)$$

sau

$$\cos\alpha - \psi aL\sin\alpha = -1. \qquad (2)$$

În primul caz $h_0 = h$ și

$$\psi aL = (\cos\alpha - 1)/\sin\alpha = -\operatorname{tg}(\alpha/2) = \operatorname{tg}(\pi - \alpha/2),$$

pentru valori de $(\pi - \alpha/2) < \pi/2$ or $> \pi$ și $< 3\pi/2$.

În al doilea caz $h_0 = -h$ și $\psi aL_1 = \operatorname{ctg}(\alpha/2)$, pentru valorile $\alpha/\pi$.

*Exemplul III*

Să presupunem că avem o capacitate $C$ în paralel cu un generator $A$ pe o țeavă închisă, ca în figura 22.

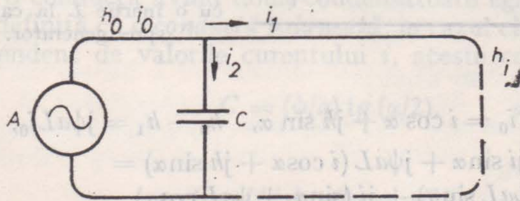



Fig. 22. — Generator sonic ce alimentează o linie lungă închisă la capăt.

Avem:

$$h_0 = h\cos\alpha + ji\sin\alpha,$$
$$i_1 = i\cos\alpha + jh\sin\alpha,$$
$$\psi i_2 = jaCh_0,$$

astfel încît:

$$i_0 = i_1 + i_2 = i\cos\alpha + jh\sin\alpha + j(aC/\psi)h_0 =$$
$$= i\cos\alpha + jh\sin\alpha + j(aC/\psi)h\cos\alpha - (aC/\psi)i\sin\alpha =$$
$$= i(\cos\alpha - (aC/\psi)\sin\alpha) + jh(\sin\alpha + (aC/\psi)\cos\alpha).$$

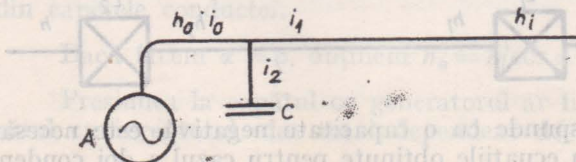



Fig. 23. — Montaj sonic echivalent cu cel din figura 22.

Această ecuație este, de asemenea, aplicabilă la cazul arătat în figura 23, în care condensatorul $C$ este înlocuit cu o butelie de capacitate $C$ și în care conducta este închisă de un dop sau robinet la capătul opus generatorului.

În acest caz $i = 0$ și obținem $h_0 = h\cos\alpha$,

$$i_0 = jh(\sin\alpha + (aC/\psi)\cos\alpha) = jh_0(\mathrm{tg}\alpha + aC/\psi).$$

Avem prin urmare

$$(I_0) = j\psi H_0(\mathrm{tg}\alpha + aC/\psi) = jH_0(\psi\,\mathrm{tg}\alpha + aC),$$

$$H_0 = I_0/(aC + \psi\,\mathrm{tg}\alpha),$$

unde $H_0$ este, prin urmare, infinit dacă $\mathrm{tg}\alpha = -aC/\psi$ și este zero dacă $\alpha = \pi/2$.

*Exemplul IV*

Să presupunem că avem un generator în $A$, figura 24, dînd un curent $I_0$ la capătul generatorului și $I$ la un aparat receptor în $B$, valoarea presiunii sonomotrice la generator fiind $H_0$.

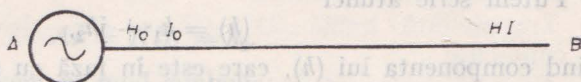



Fig. 24. — Linie lungă între generatorul $A$ și consumatorul $B$.

Putem găsi valorile lui $H$ în $B$ și puterea disponibilă.

Avem:

$$h_0 = h\cos\alpha + ji\sin\alpha, \qquad i_0 = i\cos\alpha + jh\sin\alpha.$$

În cazul special în care aparatul receptor din $B$ nu are nici inerție nici capacitate, $H$ și $I$ vor fi totdeauna în fază și obținem aritmetic

$$I_0^2 = (I\cos\alpha)^2 + \psi^2(H\sin\alpha)^2.$$

Dacă $H'$ este valoarea lui $H$ la oprirea aparatului receptor, $I = 0$, $I_0 = \psi H'\sin\alpha$, $H' = I_0/\psi\sin\alpha$.

Este evident că $H'$ este totdeauna mai mare decît $H$; dar dacă $I_0$ este considerabil mai mare decît $I\cos\alpha$, presiunea sonomotrice va varia foarte puțin la generator cînd se va opri aparatul receptor.

*Exemplu numeric*

Fie

$$I = 500\ \mathrm{cm}^3, \quad \cos\alpha = 0{,}44, \quad \sin\alpha = 0{,}9, \quad \alpha = 63°50',$$
$$\psi = 35, \quad H = 100\ \mathrm{kg/cm}^2.$$

Avem atunci

$$I_0 = \sqrt{(500 \times 0{,}44)^2 + (90 \times 35)^2} = 3\,157\ \mathrm{cm}^3/\mathrm{s} = 3{,}157 \cdot 10^{-3}\ \mathrm{m}^3/\mathrm{s}$$

și

$$H' = 3\,157/35 \times 0{,}9 = 100\ \mathrm{kg/cm}^2 = 9{,}81 \cdot 10^6\ \mathrm{Pa}.$$

Presiunea sonomotrice la generator va fi

$$H_0 = 0{,}44 \times 100 = 44 \text{ kg/cm}^2,$$

cînd aparatul receptor este deconectat; și

$$H_0 = \sqrt{(H \cos\alpha)^2 + [(I \sin\alpha)/\psi]^2} = 45{,}6 \text{ kg/cm}^2 = 4{,}47 \cdot 10^6 \text{ Pa},$$

cînd aparatul receptor va fi în funcțiune. Trebuie observat că presiunea sonomotrice la receptor este mai mult decît dublul aceleia de la generator.

*Metodă grafică pentru calculat curenții în conducte*

Prin întrebuințarea metodei grafice arătate mai jos, putem ajunge fără calcule aritmetice la valorile diferitelor cantități care trebuie determinate în problemele privitoare la curenții fluizi în conducte; metoda totuși este aplicabilă numai dacă fricțiunea și perditanța se pot neglija.

Fie $h_0$ și $i_0$ presiunea și curentul proporționale la generator și $h$, $i$ valorile acestor cantități la receptor. Vom lua cazul general în care $h$ și $i$ sînt defazate.

Putem scrie atunci

$$(h) = h_1 + jh_2,$$

$h_1$ fiind componenta lui $(h)$, care este în fază cu $i$ și $h_2$, componentă care este în cvadratură. Ecuațiile generale care leagă aceste cantități sînt:

$$(h)_0 = (h) \cos\alpha + ji \sin\alpha, \qquad (i)_0 = i \cos\alpha + j(h) \sin\alpha.$$

Substituind pentru $(h)$, obținem:

$$\left.\begin{aligned} (h)_0 &= h_1 \cos\alpha + j\,(i \sin\alpha + h_2 \cos\alpha) \\ (i)_0 &= i \cos\alpha - h_2 \sin\alpha + j\, h_1 \sin\alpha \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

În aceste ecuații $\alpha$ reprezintă cantitatea $2\pi l/\lambda$, $l$ fiind lungimea conductei și $\lambda$ lungimea de undă. Să punem:

$$h_2/\lambda = \operatorname{tg}\beta = \psi\,(La - 1/Ca), \quad (2)$$

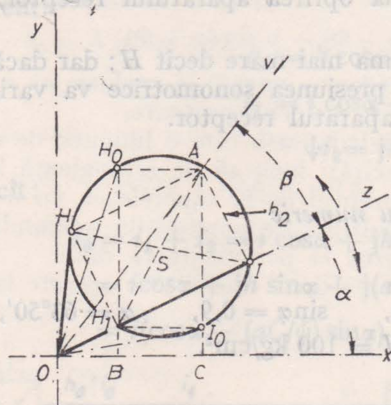



Fig. 25. — Metoda grafică pentru calculul curenților sonici în conducte lungi.

$L$ și $C$ fiind inerția și capacitatea care produc diferența de fază în receptor. Constanta $\psi$ este o cantitate cunoscută, valoarea ei pentru apă fiind dată aproximativ de $\psi = 7\omega$, $\omega$ fiind aria secțiunii conductei.

Să construim acum diagrama figurii 25 precum urmează.

Se trage dreapta $OI = i$ făcînd un unghi $\alpha$ cu orizontala $OX$. Pe linia $OI$ se interceptează o porțiune $OH_1 = h_1$. Se trage o dreaptă $H_1H = h_2$ perpendiculară pe $OI$.

Se unește $H$ cu $I$ și pe dreapta $HI$ ca diametru se trage un cerc; deoarece unghiul $HHI_1$ este drept, circumferința va trece prin punctul $H_1$.

Prin $H_1$ se trage orizontala $H_1I_0$ și ordonata $H_1H_0$ tăind circumferința, respectiv la punctele $I_0$ și $H_0$.

Vom avea atunci vectorii $(i_0)$ și $(h_0)$ dați de:

$$(i_0) = OI_0, \quad (h_0) = OH_0.$$

Pentru a dovedi aceasta să considerăm punctele $B$, $C$ la care ordonatele prin $H_1$ și $I_0$ taie linia $OX$ și fie $A$ punctul de intersecție al ordonatei prin $C$ cu circumferința.

Dreapta $H_0A$ este paralelă cu $OX$, astfel că figura $H_1A_0IH_0$ este un dreptunghi. Analog, figura $H_1IAH$ este un dreptunghi.

Avem prin urmare

$$AI = HH_1 = h_2.$$

Pe de altă parte, avem în mod simbolic:

$$(HO_0) = OB + \mathrm{j}BH_0,$$

dar

$$OB = OH_1 \cos\alpha = h_1 \cos\alpha,$$

$$BH_0 = OI \sin\alpha + IA \cos\alpha = i \sin\alpha + h_2 \cos\alpha.$$

Substituind aceste valori, obținem:

$$(OH_0) = h_1 \cos\alpha + \mathrm{j}\,(i \sin\alpha + h_2 \cos\alpha),$$

ceea ce, prin prima din formulele (1) stabilite mai sus, dă

$$h_0 = OH_0.$$

În mod analog avem $(OI_0) = OC + \mathrm{j}CI_0$,

dar

$$CI_0 = BH_1 = OH_1 \sin\alpha = h_1 \sin\alpha$$

și

$$OC = OI \cos\alpha - IA \sin\alpha = i \cos\alpha - h_2 \sin\alpha,$$

astfel că avem

$$(OI_0) = i \cos\alpha - h_2 \sin\alpha + \mathrm{j}h_1 \sin\alpha,$$

ceea ce, prin a doua din formulele (1), dă

$$i_0 = OH_0.$$

Se unesc punctele $O$ și $A$.

Unghiul $AOI$ este de importanță, deoarece avem

$$\mathrm{tg}\, AOI = AI/OI = h_0/i.$$

Comparînd aceasta cu relația (2), dată mai sus, vedem că:

$$\operatorname{tg} AOI = \frac{h_2}{i} = \psi(La - 1/Ca) = \operatorname{tg}\beta,$$

astfel că $AOI$ este unghiul $\beta$ al formulei (2). Vedem, prin urmare, că în construcția grafică direcția liniilor $OX$, $OI$ și $OA$ depinde numai de constantele conductei și reactanța receptorului, iar nici decum de valorile lui $h$, $i$, $h_0$ și $i_0$.

Cu ajutorul acestei diagrame, diferitele probleme se pot rezolva într-un mod foarte simplu, unele din ele vor fi tratate acum.

*Problema I*

Să presupunem că ne este dat curentul $i$ la receptor și că lucrul de efectuat dă componenta $h$ a presiunii sonomotrice care este în fază cu $i$. Să presupunem că cunoaștem, de asemenea, reactanța receptorului și unghiul $\alpha$. Avem de găsit presiunea sonomotrice la receptor, unghiul de fază pe care aceasta îl face cu curentul, precum și presiunea sonomotrice, curentul și unghiul de fază la generator.

Tragem întîi liniile $OX$, $OZ$ și $OY$, deoarece unghiurile $\alpha$ și $\beta$ sînt cunoscute.

Apoi, pe linia $OZ$ (fig, 26) se iau segmentele: $OI = i$ și $OH_1 = h_1$.

Centrul cercului diagramei se va găsi pe perpendiculara dusă pe $H_1I$ în mijlocul acestui segment.

Centrul va fi, se asemenea, mijlocul lui $H_1$A, dar cum nu cunoaștem poziția punctului $A$ pe linia $OV$, trasăm locul geometric al mijlocului lui $H_1A$ pentru diferite poziții ale lui $A$. Este evident că acest loc este o dreaptă paralelă cu $OV$ trecînd prin mijlocul perpendicularei dusă din $H_1$ pe $OV$.

Intersecția acestei linii cu perpendiculara pe $H_1I$ va da centrul $S$ al cercului.

Trasînd cercul cu centrul $S$ și raza $SI$, punctele $H_1H$ și $I_0$ se găsesc imediat și diagrama este completă. Pentru a determina valorile lui $h$, $h_0$ și $i_0$ va fi necesar numai de a măsura segmentele $OH$, $OH_0$ și $OI_0$.

Unghiul $HOI$ este unghiul de fază la receptor iar unghiul $H_0OI$ acela de la generator.

*Problema II*

Să presupunem că ne-am dat cantitățile $i_0$, $H_1$, $\alpha$ și $\beta$.

Pentru a construi diagrama, cu centrul $O$ și raza $OI_0$ se descrie o circumferință, se trag liniile $OX$, $OZ$, $OV$ ca mai sus.

Pe $OZ$ se interceptează $OH_1 = h_1$. Prin $H_1$ se trage o linie paralelă cu $OX$, tăind circumferința în punctul $I_0$.

Prin $I_0$ se duce o perpendiculară pe $OX$, aceasta va intersecta linia $OV$ în punctul $A$.

Cercul căutat al diagramei se trasează atunci pe $H_1A$ ca diametru.

Este evident că după găsirea acestui cerc toate celelalte puncte se obțin imediat cu ușurință.

Se cere a se acționa o pompă care absoarbe 2,5 CP = 1 900 kg cm/s. Distanța transmisiei este de 35 m și frecvența curentului sonic de 400 pe minut, adică 6,7 pe secundă, astfel că $a = 2\pi \times 6{,}7 = 42$.

Presiunea sonomotrice la pompă nu trebuie să întreacă 50 kg/cm².

Suprafața secțiunii conductei de transmisie este $\omega = 2{,}85$ cm², astfel că $\psi = 7 \times 2{,}85 = 20$.

Lungimea de undă va fi $\lambda = 1\,430/6{,}7 = 214$ m = 21 400 cm.

Deoarece lungimea conductei $l = 3\,500$ cm, avem $\alpha = 2\pi l/\lambda = 360° \times$ $\times\, 3\,500/21\,400 = 59°$.

Dacă $h_1$ este componenta lui $(h)$ în fază cu curentul la pompă (care este receptorul) și $i$ este curentul proporțional, avem pentru puterea mecanică

$$W = H_1 I/2 = 19\,000 \text{ kg cm/s} = 1{,}86 \text{ kW}.$$

Să presupunem un unghi de fază la receptor de 45°. Avem atunci

$$H_1 = H/\sqrt{2} = 50/\sqrt{2} = 35 \text{ kg/cm}^2 = 3{,}43 \cdot 10^6 \text{ Pa},$$

din care obținem

$$I = 2 \times 19\,000/35 = 1\,090 \text{ cm}^3/\text{s} = 1{,}09 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}.$$

Deoarece formulele generale pentru $h$, $i$, $h_0$ și $i_0$ sînt omogene în ceea ce privește aceste variabile, putem inlocui $h$, $h_0$ peste tot prin valorile lor corespunzătoare $H$ și $H_0$ și $i$, $i_0$ prin $I/\psi$ și $I_0/\psi$.

În modul acesta putem lua: $h_1 = 35$, $h = 50$, $i = 1\,090/20 = 54{,}5$.*)

Reactanța în motorul pompei este prevăzută printr-un resort a cărui capacitate este $C$. Avem atunci $\operatorname{tg}\beta = h_1/i = -\psi/Ca$.

Deoarece unghiul de fază este de 45°, avem: $(h)_2 = -jh_1$, $h_2 = h_1$, și cum $\beta$ este negativ, avem $\operatorname{tg}\beta = -35/54{,}5 = -0{,}64$, astfel că $\beta = -32°36'$.

Capacitatea necesară va fi

$C = a \operatorname{tg}\beta/\psi = 42 \times 0{,}64/20 = 1{,}35 \text{ cm}^5/\text{kg} = 1{,}37 \times 10^{-11} \text{ m}^5/\text{N}$.

Construind diagrama (fig. 26) în modul indicat în problema I, găsim: $h_0 = OH_0 = 33$, și $i_0 = OI_0 = 65$, cu un unghi de fază $\Phi = +29°30'$.

Din aceasta obținem:

$$H_0 = 33 \text{kg/cm}^2,$$
$$I_0 = \psi\, i_0 = 20 \times 65 = 1\,300 \text{ cm}^3/\text{s}.$$

Ca mijloc de a varia aceasta cunoaștem că produsul $W = (H_0 I_0/2) \cos\Phi$ dă puterea mecanică. Astfel încît avem $W = (33 \times 1\,300/2) \cos 29°30' = 18\,600$.

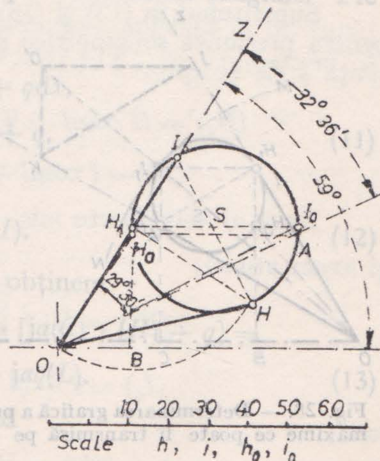



Fig. 26. — Calculul grafic al transmisiei sonice a 1,9 KW într-o conductă de 35 m lungime.

*) În SI valorile vor fi; $h_1 = 35 \times 0{,}313 = 10{,}96$, $h = 50 \times 0{,}313 = 15{,}66$, $i = 54{,}5 \times 0{,}313 = 17{,}07$.

Eroarea este 19 000 — 18 600 = 400, adică o eroare relativă de 400/ /19 000 = 0,021 sau circa 2%, ceea ce este destul de satisfăcător.

Să găsim acum valorile presiunii sonomotrice la generator și receptor și curentul la receptor cînd pompa funcționează fără a produce lucru. Generatorul produce același curent $I_0$. În cazul considerat $h_1 = 0$, iar cercul diagramei (fig. 27) va trece prin punctul $O$.

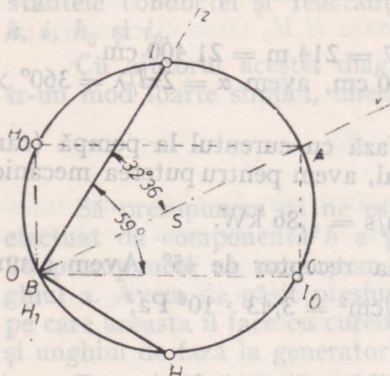



Fig. 27. — Calculul grafic al presiunilor și curenților sonici cînd receptorul funcționează în gol.

De asemenea, punctele $H_1$, $B$ coincid cu $O$.

Rezultă că dacă trasăm o orizontală prin $O$ și pe aceasta luăm $OI_0 = i_0$, obținem punctul $I_0$ pe circumferință.

Atunci prin trasarea ordonatei prin $I_0$, care întîlnește $OV$ în $A$, obținem punctul $A$.

Circumferința se poate trage acum pe $OA$ ca diametru, astfel că punctele $I$, $H_0$ și $H$ se pot obține imediat.

Găsim astfel $i = OI = 66{,}5$, $h_0 = OH_0 = 39$, $h = OH = 36{,}5$.

Unghiul de fază la receptor precum și la generator este de 90°; avem mai departe $H_0 = 39$ kg/cm², $H = 36{,}5$ kg/cm², $I = 66{,}5 \times 20 = 1\,330$ cm³/s.

Este de interes a determina limita puterii mecanice disponibile la receptor. Trebuie să găsim valoarea particulară a lui $H_1$ la care valoarea lui $I$ încetează de a fi o cantitate reală. Uitîndu-ne pe diagramă, figura 28, observăm că aceasta corespunde cazului cînd punctele $H_1$ și $I$ de pe circumferință coincid.

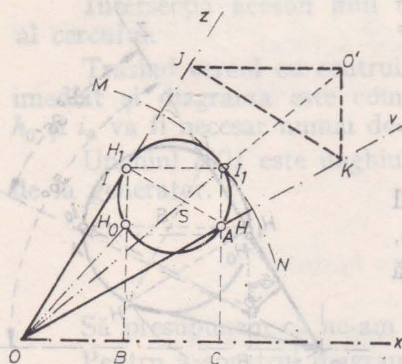



Fig. 28. — Determinarea grafică a puterii maxime ce poate fi transmisă pe linie.

În aceste condiții punctele $A$ și $H$ trebuie să coincidă, de asemenea. Cercul prin urmare va fi astfel ca linia $OZ$ să fie tangentă, de asemenea, și orizontala dusă prin punctul comun $H_1$, $I$ va trebui să taie circumferința în punctul $I_1$. Construcția pentru a găsi cercul este, prin urmare, următoarea:

Cu centrul $O$ și raza $OI_1 = i_0$ se descrie arcul $MI_1N$; se trag liniile $OZ$, $OV$, $OX$ ca în exemplele precedente.

Apoi, din orice punct $J$ de pe linia $OZ$ se trage $JK$ perpendicular pe $OZ$, tăind $OV$ în $K$, Prin $K$ se trage verticala $KO'$ tăind orizontala prin $J$ în $O'$. Se unește $OO'$, și fie $I_1$ punctul unde această linie taie arcul $MI_1N$.

Se trage $I_1I$ orizontal prin $I_1$; apoi punctul de intersecție al acestei orizontale cu $OZ$ dă punctul $I$, $H_0$.

Se trage $I_1C$ vertical prin $I_1$; punctul de intersecție al acestei verticale cu $OV$ dă punctul A, $H$.

Se trage circumferința prin punctele $II_1H$.

Trăgînd ordonata prin $I$ punctul de intersecție al ei cu circumferința dă punctul $H$.

Aceasta rezolvă complet problema și avem:

$$h_1 = i = OI = 50, \qquad h_0 = OH_0 = 38, \qquad h = OH = 57{,}5,$$

sau

$$H_1 = 50 \text{ kg/cm}^2, \qquad H_0 = 38 \text{ kg/cm}^2, \qquad H_A = 57{,}5 \text{ kg/cm}^2,$$

$$I = 50 \times 20 = 1\,000 \text{ cm}^3/\text{s}.$$

Valoarea limită a lucrului este prin urmare

$$W = H_1 I/2 = 50 \times 1\,000/2 = 25\,000 \text{ kg cm/s} = 3{,}3 \text{ HP}.$$

Vedem din figură că $H_0$ și $I_0$ sînt aproape în fază, astfel că $\cos\Phi \sim 1$. Aceasta se confirmă prin regula cunoscută

$$W = H_0 I_0/2 = 38 \times 1\,300/2 = 24\,600 \text{ kg cm/s},$$

care diferă numai cu 1,6% de valoare găsită mai sus.

Acest exemplu arată cît de mult se simplifică calculul prin întrebuințarea metodei grafice. Dacă se cere a se construi curbele caracteristice pentru diferitele puteri absorbite de receptor, metoda devine aproape indispensabilă.

*Conducte uniform încărcate.* Ecuațiile diferențiale pentru o conductă ordinară, ținînd seama de inerția și capacitatea lichidului, au fost găsite a fi:

$$\mathrm{d}(H)/\mathrm{d}x = \mathrm{j}a(L) \cdot (I), \qquad \mathrm{d}(I)/\mathrm{d}x = \mathrm{j}a(C) \cdot (H).$$

Să considerăm acum o conductă avînd un număr de ramificații uniform distribuite de-a lungul ei, ramificații furnizînd curenți egali la un număr oarecare de receptoare. Variația curentului $I$ nu se datorește numai compresibilității lichidului ci și unui debit distribuit pe unitatea de lungime. Fie acest debit $q$.

Avem atunci

$$\mathrm{d}(I) = \mathrm{j}a(C) \cdot (H)\,\mathrm{d}x + q\,\mathrm{d}x,$$

$$\mathrm{d}(I)/\mathrm{d}x = \mathrm{j}a(C) \cdot (H) + q, \tag{11}$$

iar pentru presiunea sonomotrice

$$\mathrm{d}(H)/\mathrm{d}x = \mathrm{j}a(L) \cdot (I). \tag{12}$$

Diferențiind (12) și substituind din (11), obținem

$$\mathrm{d}^2(H)/\mathrm{d}x^2 = \mathrm{j}a\,(L) \cdot \mathrm{d}(I)/\mathrm{d}x = \mathrm{j}a(L) \cdot [\mathrm{j}a(C) \cdot (H) + q] =$$

$$= -\,a^2\,(L) \cdot (C) \cdot (H) + \mathrm{j}aq(L). \tag{13}$$

Neglijînd fricțiunea și pierderile și punînd

$$\mu = a\sqrt{LC},$$

$$\mathrm{d}^2(H)/\mathrm{d}x^2 + \mu^2\,(H) - \mathrm{j}aqL = 0 \tag{14}$$

și prin diferențierea lui (11) și substituirea $\mathrm{d}(H)/\mathrm{d}x$, din (12) obținem

$$\mathrm{d}^2(I)/\mathrm{d}x^2 + \mu^2(I) = 0. \tag{15}$$

Din (14), punînd

$$(H) = Z + \mathrm{j}aqL/\mu^2 = Z + \mathrm{j}aqL/a^2CL = Z + \mathrm{j} \cdot q/aC,$$

avem

$$\mathrm{d}^2Z/\mathrm{d}x^2 + \mu^2 Z = 0. \tag{16}$$

Soluția acestei ecuații este

$$Z = A \cos\mu x + B \sin \mu x.$$

Astfel încît avem:

$$(H) = A \cos\mu x + B \sin\mu x + \mathrm{j} \cdot q/aC, \tag{17}$$

$$(I) = A_1 \cos\mu x + B_1 \sin\mu x. \tag{18}$$

Să luăm originea lui $x$ la capătul cu receptorul, atunci pentru $x = 0$, $H$ și $I$ sînt presiunea sonomotrice și curentul la acest capăt, astfel că

$$A = H - \mathrm{j} \cdot q/aC, \qquad A_1 = I.$$

Diferențiind (17) și (18) și considerînd (17) și (12), obținem:

$$\mathrm{d}(H)/\mathrm{d}x = \mathrm{j}aL(I) = \mu(-A \sin\mu x + B \cos\mu x),$$

$$\mathrm{d}(I)/\mathrm{d}x = \mathrm{j}aC(H) + q = \mu(-A_1 \sin\mu x + B_1 \cos\mu x),$$

punînd $x = 0$, avem:

$$\mathrm{j}aLI = B\mu = Ba\sqrt{LC},$$

$$\mathrm{j}aCH + q = B_1\mu = B_1 a\sqrt{LC},$$

astfel că

$$B = \mathrm{j}I\sqrt{L/C}, \qquad B_1 = \mathrm{j}H\sqrt{C/L} + q/\mu.$$

Substituind în (17) și (18) aceste valori ale lui $A$, $B$, $A_1$, $B_1$, obținem pentru presiunea sonomotrice și curent la capătul cu generatorul, la o distanță $l$ de receptor

$$(H_0) = H \cos\mu l + \mathrm{j}[I\sqrt{L/C} \sin\mu l + (q/aC)(1 - \cos\mu l)],$$

$$(I_0) = I \cos\mu l + (q/\mu) \sin\mu l + \mathrm{j}\sqrt{C/L}\, H \cos\mu l.$$

Dacă $\mu l$ este foarte mic, putem pune $\sin\mu l = \mu l$ și $\cos\mu l = 1 - \mu^2 l^2/2$ și avem atunci:

$$\left.\begin{aligned}(H_0) &= H + \mathrm{j}[I\sqrt{L/C}\,\mu l + (q/aC)(\mu^2 l^2/2)] \\ (I_0) &= I + ql + \mathrm{j}\sqrt{C/L}\,H\mu l\end{aligned}\right\}, \tag{19}$$

sau

$$\left.\begin{aligned}(H_0) &= H + \mathrm{j}aLl\,(I + q \cdot l/2) \\ (I_0) &= I + ql + \mathrm{j}aClH.\end{aligned}\right\}. \tag{20}$$

Putem, prin urmare, considera debitul total $ql$ al curentului uniform distribuit ca împărțit în două părți egale, $ql/2$ una din jumătăți lîngă generator și cealaltă jumătate scurgîndu-se în receptor. Această regulă se ține

ușor minte. Atunci curentul din linie va fi curentul receptorului $I + ql/2$ care va da o presiune sonomotrice în cuadratură, egală cu $aLl\,(I + ql/2)$, iar generatorul va avea de furnizat un curent total egal cu $I + ql/2 + ql/2$ plus curentul în cuadratură $aClH$ datorit compresiunii lichidului. Această regulă totuși este riguroasă numai dacă linia este foarte scurtă față de lungimea de undă.

*Transmisia de unde în resorturi metalice.* În discuția condensatoarelor din capitolele precedente n-am considerat efectul inerției resorturilor, necesare pentru a da elasticitatea necesară. În cazurile în care frecvența este înaltă și în care elasticitatea este dată de resorturi metalice, este evident că asemenea inerții vor avea un efect material.

Putem considera un resort metalic ca o coloană avînd un coeficient de inerție $L$ și o capacitate $C$ date pe unitate lungime.

În coloanele lichide coeficientul $L$ are valoarea $\gamma/g\Omega$ și $C$ valoarea $\Omega/E$, unde $\gamma$ este greutatea specifică a lichidului și $E$ coeficientul lui de elasticitate. Dacă $D$ este diametrul spirelor resortului, a cărui greutate pe unitate lungime este $q$, putem considera resortul ca un tub de acest diametru umplut cu o materie omogenă, avînd un coeficient de elasticitate dat de relația

$$E \cdot f/l = H = F/\Omega$$

și o greutate specifică dată de

$$\gamma = q/\Omega,$$

unde $F$ este forța totală aplicată pe resort, $f$ — compresiunea resortului în centimetri, $H$ — presiunea pe pistonul legat de resort și presupus a avea o suprafață de secțiune $\Omega$, $\Omega = \pi D^2/4$, secțiunea tubului fictiv și $q$ — greutatea resortului pe unitate lungime.

Putem aplica atunci la un astfel de resort toate formulele găsite pentru transmisia sonică în coloanele lichide din conducte.

Astfel, neglijînd fricțiunea, o mișcare alternativă aplicată la un capăt al resortului circulă în unde avînd o viteză $v = 1/\sqrt{LC}$, dar cunoaștem că $f/F = A$.

Rezultă că

$$E = l/A\Omega,$$

$l$ fiind lungimea resortului, astfel că

$$LC = \frac{\gamma}{g\Omega} \cdot \frac{\Omega}{E} = \frac{qA}{gl}.$$

Pentru un resort de secțiune circulară avem

$$A = 8\,ND^3/d^4G,$$

unde $d$ este diametrul sîrmei resortului, $G$ — coeficientul de elasticitate transversală, $N$ — numărul spirelor din resort și $D$ — diametrul spiralei, astfel că

$$LC = \frac{q}{gl} \cdot \frac{8ND^3}{d^4G} \cdot \frac{4}{\pi D^2},$$

dar greutatea $q = \pi D \cdot (\pi d^2 N/4l) \cdot \gamma_0$, unde $\gamma_0$ este densitatea materialului din care este făcut resortul, astfel că

$$LC = \frac{8\pi D^2 N^2 \gamma_0}{g d^2 l^2 G}, \quad \sqrt{LC} = \frac{2D N}{dl}\sqrt{\frac{\pi 2\gamma_0}{gG}},$$

și

$$v = \frac{dl}{2DN}\sqrt{\frac{gG}{2\pi\gamma_0}}.$$

Înlocuind $G$ prin valoarea $0{,}385E$, unde $E$ este coeficientul de elasticitate longitudinală a materialului resortului, obținem

$$v = 0{,}124\ (dl/DN)\sqrt{gE/\gamma_0}.$$

*Notă.* Cantitatea $\sqrt{gE/\gamma_0}$ este viteza sunetului în material; pentru oțel ea este de circa 5 000 m/s.

Astfel, de exemplu, pentru un resort în care $d = 1$ cm, $D = 10$ cm, $N = 10$, $l = 50$ cm, viteza undei va fi $v = 0{,}124\ (1 \times 50/1\ 000) \cdot 5\ 000 = 31$ m/s.

Dacă acest resort este supus la o presiune periodică de 50 perioade pe secundă, lungimea de undă va fi $\lambda = 31/50 = 0{,}62$ m.

Ca alt exemplu să luăm un resort avînd $D = 3$ cm, $N/l = 2$ și $d = 0{,}4$. Avem

$$v = 0{,}124\ (0{,}4/3^2 \cdot 2) \cdot 5\ 000 = 3{,}78 \text{ m/s}.$$

Să prespunem că acest resort este supus unei presiuni alternative de o frecvență de 50 perioade pe secundă. Lungimea de undă va fi $\lambda = 13{,}78/50 = 0{,}275$ m, iar lungimea de semiundă $\lambda/2 = 0{,}137$ m.

Dacă resortul are exact această lungime, sau un multiplu al ei exact, el va fi în rezonanță și se poate rupe sub presiunile înalte care se vor acumula în el, chiar dacă ar fi supus la o forță alternativă mică.

*Capacitatea condensatoarelor, ținînd seamă de inerția resortului.* În practică resorturile întrebuințate la condensatoare sînt atît de scurte față de lungimea de undă încît transmisia mișcării de-a lungul resorturilor poate fi privită ca instantanee.

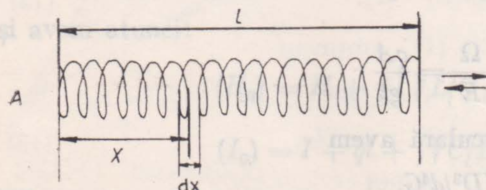



Fig. 29. — Propagarea undelor în resorturi metalice.

Să considerăm efectul inerției datorit masei metalului resortului însuși. Să presupunem că resortul (fig. 29) este fixat în $A$, și să considerăm mișcarea unei secțiuni d$x$ la distanța $x$ de $A$. De ambele părți ale secțiunei d$x$ vom avea o diferență de presiune $dH$, dată de

$$\mathrm{d}(H) = \mathrm{j}aI\ \mathrm{d}L,$$

$dL$ fiind coeficientul de inerție al secțiunii $dx$ și proporțional cu $dx$. Dar $I$ este proporțional cu mișcarea secțiunii $dx$ și putem pune

$$dH = k\,(x dx/l)\,L_0,$$

$k$ fiind o constantă și $L_0$ — coeficientul de inerție al resortului, considerat ca un corp rigid și complect liber.

Să însemnăm prin $L$ coeficientul de inerție al unui resort definit prin relația

$$H = aIL = klL,$$

$I$ fiind curentul la distanța $l$, adică la capătul liber al resortului, și $H$ — presiunea sonomotrică dată de

$$H = \int_0^l dH.$$

Avem atunci

$$H = k\frac{L_0}{l}\int_0^l x dx = k\frac{l}{2}L_0,$$

astfel că $L = L_0/2$.

Rezultă că efectul masei resortului este același ca efectul a două corpuri, fiecare avînd jumătatea masei concentrată la cele două capete. Aceasta se aplică la resorturile cilindrice.

Pentru resorturi conice, o analiză analogă dă proporțiile de masă ce trebuie concentrate la capete pentru a calcula coeficientul de inerție. De regulă, pentru resorturile cilindrice ordinare, se poate spune că inerția datorită resorturilor este echivalentă cu o dată și jumătate masa resortului acționînd la capătul la care este aplicată forța alternativă.

Astfel, pentru a calcula capacitatea datorită unui resort greu, în particular pentru frecvențe înalte, putem proceda precum urmează. Fie $C'$ capacitatea echivalentă care va da aceeași reactanță ca resortul și $a$ frecvența. Fie $C$ capacitatea resortului presupus a fi fără greutate și fie $L$ coeficientul de inerție

$$La - 1/Ca = -\,1/C'a,$$

apoi

$$1/C' = 1/C - La^2 = (1/C)\,(1 - a^2LC).$$

Dacă $B$ este volumul și $\gamma_0$ greutatea specifică metalului resortului, avem

$$L = \gamma_0 B/2g\Omega^2,$$

$\Omega$ fiind secțiunea pistonului în contact cu resortul.

Pe de altă parte am găsit în capitolul III

$$B = \frac{2G}{\sigma^2}\,Ff = 2\,\frac{G(f\Omega)^2}{\sigma^2 C}.$$

Atunci

$$C = 2G(f\Omega)^2/\sigma^2 B.$$

Avem după aceea $a^2LC = (\gamma_0/g) \cdot (G/\sigma^2) \cdot (af)^2$.

Dacă înlocuim $af$ prin $2V$, $V$ fiind maximul vitezei oscilației. avem

$$a^2LC = 4\,(\gamma_0 G/g\sigma^2)\,V^2.$$

Rezultă că

$$\frac{1}{C'} = \frac{1}{C}[1 - 4 \cdot \gamma_0 V^2 G/g\sigma^2].$$

*Curenți sonici în conducte cu secțiune neuniformă.* Ecuațiile:

$$\frac{\mathrm{d}(H)}{\mathrm{d}x} = \mathrm{j}a(L)(I), \tag{21}$$

$$\frac{\mathrm{d}(I)}{\mathrm{d}x} = \mathrm{j}a(C)(H). \tag{22}$$

găsite mai sus sînt general aplicabile.

Dacă totuși este o secțiune variabilă de-a lungul ei, cantitățile $(L)$ și $(C)$ sînt funcții de secțiunea conductei și nu mai sînt independente de $x$, cum ar fi în cazul unei conducte cu secțiune uniformă.

La o conductă cu secțiune variabilă, diferențiind aceste ecuații și considerînd $(L)$ și $(C)$ ca variabile, obținem prin urmare

$$\frac{\mathrm{d}^2(H)}{\mathrm{d}x^2} + a^2(C)(L)(H) - \frac{1}{(L)} \cdot \frac{\mathrm{d}(L)}{\mathrm{d}x} \cdot \frac{\mathrm{d}(H)}{\mathrm{d}x} = 0.$$

Pentru simplitate să presupunem că fricțiunea și perditanța sînt fiecare zero. În acest caz produsul $(C) \cdot (L)$ este independent de $x$ și punînd $a\sqrt{CL} = \mu$, ecuația devine

$$\frac{\mathrm{d}^2(H)}{\mathrm{d}x} + \mu^2(H) \; \frac{1}{L} \cdot \frac{\mathrm{d}(L)}{\mathrm{d}x} \cdot \frac{\mathrm{d}(H)}{\mathrm{d}x} = 0,$$

dar $L = \gamma/g\Omega$

și

$$\frac{\mathrm{d}L}{\mathrm{d}x} = -\frac{\gamma}{g\Omega^2} \cdot \frac{\mathrm{d}\Omega}{\mathrm{d}x},$$

astfel că

$$\frac{\mathrm{d}L}{\mathrm{d}x} \cdot \frac{1}{L} = -\frac{1}{\Omega} \cdot \frac{\mathrm{d}\Omega}{\mathrm{d}x}$$

și obținem

$$\frac{\mathrm{d}^2(H)}{\mathrm{d}x^2} + \mu^2(H) + \frac{1}{\Omega} \cdot \frac{\mathrm{d}\Omega}{\mathrm{d}x} \cdot \frac{\mathrm{d}(H)}{\mathrm{d}x} = 0. \tag{23}$$

În mod analog, reamintind că $C$ este proporțional cu $\Omega$,

$$\frac{d^2(I)}{dx^2} + \mu^2(I) + \frac{1}{\Omega} \cdot \frac{d\Omega}{dx} \cdot \frac{dI}{dx} = 0. \tag{24}$$

Rezolvarea acestor ecuații este posibilă în diferite cazuri particulare*).

*Exemplul I*

Să presupunem că conducta este de o formă conică. Atunci

$$\Omega = \Omega_0 (x/x_0)^2$$

și obținem

$$\frac{1}{\Omega} \cdot \frac{d\Omega}{dx} = \frac{2}{x},$$

astfel că ecuațiile (23) și (24) devin:

$$\frac{d^2H}{dx^2} + \frac{2}{x} \cdot \frac{dH}{x} + \mu^2 H = 0,$$

$$\frac{d^2I}{dx^2} + \frac{2}{x} \cdot \frac{dI}{dx} + \mu^2 I = 0.$$

Soluția generală a acestor ecuații este

$$(H) = (1/x)\,(A \cos\mu x + B \sin\mu x),$$

$$(I) = A_1 (\sin\mu x - \mu x \cos\mu x) + B_1 (\cos\mu x + \mu x \sin\mu x).$$

*Exemplul II*

Fie o conductă conică în formă de trombon (fig. 20) descrisă de ecuația $r = r_0 e^{mx}$.

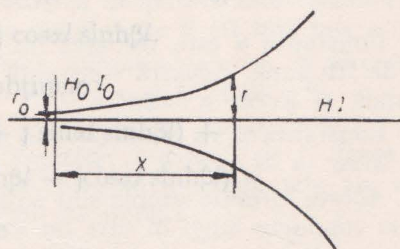



Fig. 30. — Secțiune longitudinală într-o conductă cu profil exponențial.

Avem

$$\Omega = \pi r^2 = \pi r_0^2 e^{2mx},$$

astfel că

$$\frac{1}{\Omega} \cdot \frac{d\Omega}{dx} = 2m.$$

---

*) Pentru dezvoltări a se vedea capitolul IX.

Ecuațiile (23) și (24) devin:

$$\frac{d^2H}{dx^2} + 2m\frac{dH}{dx} + \mu^2 H = 0,$$

$$\frac{d^2I}{dx^2} + 2m\frac{dI}{dx} + \mu^2 I = 0.$$

Soluția acestor ecuații este:

$$H = e^{-mx}\,(A \sin x\sqrt{\mu^2 - m^2} + B \cos x\sqrt{\mu^2 - m^2}),$$

$$I = e^{mx}\,(A_1 \sin x\sqrt{\mu^2 - m^2} + B_1 \cos x\sqrt{\mu^2 - m^2}).$$

CAPITOLUL VI

# CURENȚI SONICI ÎN CONDUCTE LUNGI, ȚINÎND SEAMA DE FRICȚIUNE

În ecuațiile generale găsite anterior, avem

$$(H_0) = H\cos\mu l + jI\sqrt{(L)/(C)}\sin\mu l, \quad (1)$$

$$(I_0) = I\cos\mu l + jH\sqrt{(C)/(L)}\sin\mu l, \quad (2)$$

unde $\mu = a\sqrt{(LC)}$, $(L) = L - j(R/a)$, $(C) = C - j(S/a)$.

Să presupunem că $R/a$ nu este neglijabil și să punem $\mu = \alpha - j\beta$, avem atunci

$$\sqrt{\frac{(L)}{(C)}} = \frac{1}{(C)}\sqrt{(LC)} = \frac{\mu}{a(C)} = \frac{\alpha - j\beta}{a(C)},$$

și

$$\sqrt{\frac{(C)}{(L)}} = \frac{C}{\sqrt{(LC)}} = \frac{a(C)}{\mu} = \frac{a(C)}{\alpha - j\beta} = \frac{a(C)}{\alpha^2 + \beta^2}(\alpha + j\beta).$$

Dacă neglijăm perditanța, avem $(C) = C_1$, $(L) = L - j(R/a)$ și

$$\cos\mu l = \cos(\alpha - j\beta)l = \cos\alpha l \cos j\beta l + \sin\alpha l \sin j\beta l =$$

$$= \cos\alpha l \cosh\beta l + j \sin\alpha l \sinh\beta l,$$

$$\sin\mu l = \sin(\alpha - j\beta)l = \sin\alpha l \cos j\beta l - \cos\alpha l \sin j\beta l =$$

$$= \sin\alpha l \cosh \beta l - j \cos\alpha l \sinh\beta l.$$

Substituind în ecuațiile (1) și (2), obținem

$$H_0 = H(\cos\alpha l \cosh\beta l + j \sin\alpha l \sinh\beta l) +$$

$$+ j(I/aC)(\alpha - j\beta)(\sin\alpha l \cosh\beta l - j\cos\alpha l \sinh\beta l).$$

Termenul al doilea din dreapta este

$$j(I/aC)(\alpha \sin\alpha l \cosh\beta l - j\alpha \cos\alpha l \sinh\beta l - j\beta \sin\alpha l \cosh\beta l -$$

$$- \beta \cos\alpha l \sinh\beta l) = + j(I/aC)[\alpha \sin\alpha l \cosh\beta l - \beta \cos\alpha l \sinh\beta l -$$

$$- j(a \cos\alpha l \sinh\beta l + \beta \sin\alpha l \cosg\beta l)],$$

astfel că

$$(H_0) = H \cos\alpha l \cosh\beta l + (I/aC)(\alpha \cos\alpha l \sinh\beta l + \beta \sin\alpha l \cosh\beta l) +$$

$$+ j[(I/aC)(\alpha \sin\alpha l \cosh\beta l - \beta \cos\alpha l \sinh\beta l) + H \sin\alpha l \sinh\beta l]. \quad (3)$$

În mod analog pentru $I_0$, avem

$$(I_0) = I\,(\cos\alpha l \cosh\beta l + \mathrm{j} \sin\alpha l \sinh\beta l) +$$

$$+ \mathrm{j}H\,[aC/(\alpha^2 + \beta^2)\,(\alpha + \mathrm{j}\beta)\,(\sin\alpha l \cosh\beta l - \mathrm{j}\cos\alpha l \sinh\beta l),$$

din care

$$(I_0) = I\cos\alpha l \cosh\beta l + H\,[aC/(\alpha^2 + \beta^2)]\,(\alpha\cos\alpha l \sinh\beta l + \beta\sin\alpha l \cosh\beta l) +$$

$$+ \mathrm{j}[H\,[aC/(\alpha^2 + \beta^2)]\,(\alpha\sin\alpha l \cosh\beta l + \beta\cos\alpha l \sinh\beta l) + I\sin\alpha l \sinh\beta l]. \quad (4)$$

Aceste formule sînt generale. Pentru a determina constantele $\alpha$ și $\beta$ avem prin definiție

$$\mu = \alpha - \mathrm{j}\beta = a\sqrt{C(L)} = a\sqrt{C}\sqrt{L - \mathrm{j}\,R/a},$$

din care

$$\alpha^2 - \beta^2 - \mathrm{j}2\alpha\beta = a^2CL - \mathrm{j}aRC,$$

egalînd componentele acestor vectori

$$\alpha^2 - \beta^2 = a^2CL, \quad 2\alpha\beta = aRC.$$

Apoi egalînd modulele expresiei pentru

$$\alpha^2 + \beta^2 = a^2C\sqrt{L^2 + R^2/a^2} = aC\sqrt{a^2L^2 + R^2},$$

din care obținem:

$$\alpha = \sqrt{(1/2)aC\,(\sqrt{a^2L^2 + R^2} + aL)}, \quad \beta = \sqrt{(1/2)aC\,(\sqrt{a^2L^2 + R^2} - aL)}.$$

Dacă frecvența este înaltă, termenul $(R/aL)^2$ este mic față de unitate și putem pune cu o suficientă rigoare pentru scopuri practice

$$\alpha = a\sqrt{CL}, \quad \beta = (R/2)\sqrt{C/L},$$

și

$$\alpha^2 + \beta^2 \sim a^2CL.$$

Constanta $\alpha$ este valoarea lui $\mu$ în presupunerea că conducta este lipsită de fricțiune. Această constantă este atunci o funcție numai a lungimii de undă și avem $\alpha = 2\pi/\lambda$.

Constanta $\beta$ va fi *coeficientul de amortizare* și cum am luat $\sqrt{C/L} = \psi$, vom avea: $\alpha = 2\pi/\lambda$, $\beta = (R/2)\psi$.

Aceste formule simple sînt suficient de riguroase pentru calculele practice la conducte lungi în care nu avem perditanțe.

Am găsit, în capitolul III, că $R = kL$, astfel că avem

$$\beta = (k/2)\sqrt{CL}.$$

Dacă conducta este un multiplu exact al lungimii de undă, avem $\cos\alpha l = 1$, $\sin\alpha l = 0$, iar formulele generale (3) și (4) devin:

$$(H_0) = H\cosh\beta l + (I/aC)\alpha\sinh\beta l - \mathrm{j}(I/aC)\beta\sinh\beta l,$$

$$(I_0) = I\cosh\beta l + (H/aL)\alpha\sinh\beta l + \mathrm{j}(H/aL)\beta\sinh\beta l$$

și punînd $\alpha = a\sqrt{CL}$, $\beta = (k/2)\sqrt{CL}$

$$(H_0) = H \cosh\beta l + I\sqrt{L/C} \sinh\beta l - \mathrm{j}I(k/2a)\sqrt{L/C} \sinh\beta l, \quad (5)$$

$$(I_0) = I \cosh\beta l + H\sqrt{C/L} \sinh\beta l + \mathrm{j}H(k/2a)\sqrt{C/L} \sinh\beta l. \quad (6)$$

Puterea mecanică dată la generator va fi

$$W_0 = (1/2)\Big[(H \cosh\beta l + I\sqrt{L/C} \sinh\beta l)(I \cosh\beta l + H\sqrt{C/L} \sinh\beta l) -$$

$$-HI\left(\frac{k^2}{4a^2}\right)\sinh^2\beta l\Big] = (1/2)\Big[HI(\cosh^2\beta l + \sinh^2\beta l) +$$

$$+ (I^2\sqrt{L/C} + H^2\sqrt{C/L} \sinh\beta l \cosh\beta l) - HI\left(\frac{k}{2a}\sinh\beta l\right)^2\Big].$$

Ultimul termen poate fi neglijat pentru frecvențe înalte și conducte de diametru mare, avînd în acest caz

$$W_0 = (1/2)\,[HI \cosh 2\beta l + (1/2)\,(I^2\sqrt{L/C} + H^2\sqrt{C/L} \sinh 2\beta l)].$$

Vedem că puterea la generator este mai mare decît puterea la receptor $W = HI/2$. Diferența fiind energia pierdută sub formă de căldură, în conductă.

Dacă $l$ este suficient de mic, putem pune $\cosh 2\beta l = 1$ și $\sinh 2\beta l = 2\beta l$, în care caz

$$W_0 \sim \frac{1}{2}\left[HI + \frac{Rl}{2}\left(I^2 + \frac{C}{L}H^2\right)\right].$$

Puterea cerută pentru ca generatorul să funcționeze cu receptorul deconectat se obține punînd $I = 0$ și astfel avem puterea disipată pe linie

$$W_0' = (H^2/4)\,\psi \sinh 2\beta l = (\psi/2)\,H_0^2 \,\mathrm{tgh}\beta l.$$

Dacă $\beta$ este mare, observăm că piredere a de putere este considerabilă și este prin urmare recomandabil de a se menține pe $\beta$ cît mai mic posibil.

Am găsit $\beta = (k/2)\sqrt{CL}$, dar $\sqrt{CL}$ este expresia inversă a vitezei sunetului în lichid, astfel încît avem: $\beta = k/2v$, $\beta = k/287\,000$.

Pentru calculele practice putem să întrebuințăm următoarele formule. În ecuațiile (5) și (6), neglijînd ultimii termeni conținînd pe $j$, dcare sînt foarte mici dacă frecvența este înaltă, avem pentru conductele ale căror lungime este un multiplu exact al lungimii de undă:

$$H_0 = H \cosh\beta l + I\sqrt{L/C} \sinh\beta l, \quad (7)$$

$$I_0 = I \cosh\beta l + H\sqrt{C/L} \sinh\beta l. \quad (8)$$

*Notă*. Ecuațiile (7) și (8), introducînd mărimile proporționale $h$ și $i$, pot fi scrise:

$$h_0 = h \cosh\beta l + i \sinh\beta l,$$

$$i_0 = i \cosh\beta l + h \sinh\beta l,$$

de asemenea:

$$h = h_0 \cosh\beta l - i_0 \sinh\beta l,$$
$$i = i_0 \cosh\beta l - h_0 \sinh\beta l,$$

care se pot deduce din (5) și (6) schimbînd pe $l$ în $-l$.

Pentru o conductă infinit de lungă avem $h = 0$, $i = 0$ adică, deoarece $l = \infty$, $\cosh\beta l/\sinh\beta l = 1$; trebuie să avem $h_0 = i_0$, $H_0 = I_0\sqrt{L/C}$, astfel că într-o conductă infinit de lungă pierderea de energie prin fricțiune este finită și egală cu

$$W = H_0 I_0/2 = (I_0^2/2)\sqrt{L/C} = I_0^2/2\psi.$$

*Eficienta* $\eta$ va fi $\eta = W/W_0$, unde $W$ este lucrul efectuat de receptor $W = HI/2$, astfel că

$$\eta = \frac{1}{\cosh 2\beta l + \frac{1}{2}\left(\frac{I}{H}\sqrt{\frac{L}{C}} + \frac{H}{I}\sqrt{\frac{C}{L}}\right)\sinh 2\beta l}.$$

Aceasta își are valoarea maximă cînd numitorul este un minim, caz care are loc cînd $(I/H)\sqrt{L/C} = 1$.

Această relație arată că pentru a obține eficiența maximă în transmiterea energiei, trebuie să avem $LI^2/2 = CH^2/2$, adică energia cinetică și energia potențială la receptor trebuie să fie egale. Dacă acesta este cazul, în fiecare punct al liniei de transmisie condiția aceasta este îndeplinită.

Așadar

$$\eta_{max} = \frac{1}{\cosh 2\beta l + \sinh 2\beta l} = e^{-2\beta l}$$

și $\eta$ are această valoare cînd $I\sqrt{L} = H\sqrt{C}$, și avem:

$$H_0 = H(\cosh\beta l + \sinh\beta l) = He^{\beta l},$$
$$I_0 = I(\cosh\beta l + \sinh\beta l) = Ie^{\beta l},$$

sau

$$H = H_0 e^{-\beta l}, \quad I = I_0 e^{-\beta l},$$

din care obținem

$$\frac{I_0 - I}{I_0} = \frac{H_0 - H}{H} = 1 - e^{-\beta l}.$$

Cantitatea $\varepsilon = 1 - e^{-\beta l}$ ar fi ***panta procentuală a liniei*** și pentru valori mici a lui $\beta l$ ea este aproximativ $\varepsilon \sim \beta l = kl/2v$.

Vedem prin urmare că pentru a obține o eficiență ridicată, $\beta$ trebuie să fie menținut cît de mic posibil iar receptorul trebuie aranjat astfel ca în acel punct presiunea și curentul proporționale să fie egale.

Această concluzie este exactă întrucît $\beta$ n-ar depinde de curentul $I$, dar de fapt $\beta$ este o funcție de viteza eficace mijlocie din conductă și ca atare depinde de $I$.

Rezultă că cu cît presiunea sonomotrice pentru un diametru dat al conductei va fi mai mare cu atît trebuie să fie mai mare și curentul $I$ și

viteza eficace, pentru a obține eficiența maximă; în același timp putem menține pe $\beta$ constant prin sporirea diametrului conductei; conductele mari transmițînd cantități mari de energie vor da comparativ eficiențe mai ridicate.

*Exemplu*

A se găsi eficiența maximă a unei conducte de 1 km lungime transmițînd 25 CP la un receptor, unde valoarea lui $H$ este de 30 kg/cm².

$$W = 25 \text{ CP} = 25 \cdot 7\,600 = 190\,000 \text{ kg cm} = 18\,382 \text{ W}.$$

Pentru apă

$$I = H\sqrt{C/L} = 7\omega H,$$

$$HI = 2W = 7\omega H^2 = 7\omega \cdot 30^2 = 2 \cdot 190\,000 = 380\,000 \text{ kg cm}.$$

Astfel încît $\omega = 380\,000/7 \cdot 900 = 60{,}5 \text{ cm}^2$.

Așadar, diametrul necesar pentru conductă ar fi $d = 8{,}75$ cm.

Maximul de viteză la receptor, spre a obține eficiența maximă, va fi

$$V = 7H = 7 \cdot 30 = 210 \text{ cm/s}, \quad \text{iar viteza eficace } v_{ef} = 210/\sqrt{2} = 148 \text{ cm/s}.$$

Valoarea lui $k$ va fi (vezi capitolul III)

$$k = \frac{1{,}48}{8{,}75} + \frac{0{,}09}{8{,}75}\sqrt{\frac{148}{8{,}75}} = 0{,}212, \quad \beta = \frac{k}{2v} = \frac{0{,}212}{2 \cdot 143\,500},$$

$$2\beta l = \frac{0{,}212 \cdot 100000}{143\,500} = 0{,}148,$$

$$\cosh 0{,}148 = 1{,}011, \quad \sinh 0{,}148 = 1{,}150/1{,}161,$$

astfel încît $\eta = 1/1{,}161 = 0{,}86$.

Așadar, eficiența ar fi de 80% și puterea necesară la generator va fi $25/0{,}86 = 29$ CP $= 21{,}336$ kW. Pierderea ar fi deci $29 - 25 = 4$ CP $= 2\,943$ W

Puterea risipită pe linie cînd receptorul este oprit iar generatorul menținut în funcțiune ar fi

$$W_0' = (1/4)\, 30^2 \times 7 \times 60{,}5 \times 0{,}150 = 14\,300 \text{ kg cm},$$

sau

$$W_0' = 1{,}5 \text{ CP} = 1\,398 \text{ W}.$$

*Efectul schimbărilor frecvenței în conducte lungi.* Dacă luăm formulele generale (3) și (4) găsite anterior, avem:

$$(H_0) = H \cos\alpha l \cosh\alpha l + (I/aC)\,(\alpha \cos\alpha l \sinh\beta l + \beta \sin\alpha l \cosh\beta l) +$$

$$+ j[(I/aC)(\alpha \sin\alpha l \cosh\beta l - \beta \cos\alpha l \sinh\beta l) + H \sin\alpha l \sinh\beta l],$$

$$(I_0) = I \cos\beta l \cosh\beta l + (H/aL)(\alpha \cos\alpha l \sinh\beta l + \beta \sin\alpha l \cosh\beta l) +$$

$$+ j[(H/aL)\,(\alpha \sin\alpha l \cosh\beta l + \beta \cos\alpha l \sinh\beta l) + I \sin\alpha l \sinh\beta l].$$

Reamintim că avem $\alpha^2 + \beta^2 \sim a^2CL$ și $\alpha = a\sqrt{CL} = a/v$, $\beta = k/2v$, unde $v$ este viteza sunetului (precum s-a găsit mai sus). Observăm că în aceste formule numai cantitatea $\alpha$ este o funcție a frecvenței $n$, sau, deoarece $a = 2\pi n$, a pulsației $a$.

Vom examina acum efectul produs asupra generatorului printr-o schimbare a frecvenței de la $a$ la $a + \Delta a$; $\Delta a$ fiind o cantitate foarte mică comparativ cu $a$.

Să considerăm mai întîi cazul simplu în care nu există nici o mișcare la capătul liniei unde se află receptorul.

În acest caz $I = 0$ și avem pentru $H_0$, $I_0$:

$$(H_0) = H(\cos\alpha l \cosh\beta l + j \sin\alpha l \sinh\beta l),$$

$$(I_0) = (H/aL)[\alpha \cos\alpha l \sinh\beta l + \beta \sin\alpha l \cosh\beta l + j(\alpha \sin \alpha l \cosh\beta l + \\ + \beta\cos\alpha l \sinh\beta l)].$$

Lucrul efectuat de generator ar fi

$$W = (H^2/2aL)[\alpha \cos^2\alpha l \sinh\beta l \cosh\beta l + \beta \cosh^2\beta l \sin\alpha l \cos\alpha l + \\ + \alpha \sin^2\alpha l \sinh\beta l \cosh\beta l + \beta \sin^2\beta l \sin\alpha l \cos\alpha l] = \\ = (H^2/2aL)(\alpha \sinh\beta l \cosh\beta l + (\beta/2) \sin 2\alpha l \cosh 2\beta l) = \\ = (H^2/4aL)(\alpha \sinh 2\beta l + \beta \cosh 2\beta l \sin 2\alpha l).$$

Să presupunem acum că frecvența se schimbă într-un astfel de mod că viteza unghiulară $a$ să devină $a + \Delta a$. Sporul corespunzător al lucrului $W$ va fi

$$\Delta W = (H^2/4aL)(\sinh 2\beta l + 2l\beta \cosh 2\beta l \cos 2\alpha l)\Delta a.$$

Dar avem $\alpha = a/v$, astfel că $\Delta\alpha = \Delta a/v$ și în cele din urmă

$$\Delta W = (H^2/4aL)(\sinh 2\beta l + 2\beta l \cosh 2\beta l \cos 2\alpha l)\Delta a/v.$$

Dacă linia este un multiplu de semiundă, avem $\cos 2\alpha l = 1$.

Cantitatea din paranteză în cazul acesta este pozitivă și observăm că dacă frecvența tinde să crească, lucrul efectuat de generator crește, avînd de rezultat că mașina motrice care acționează generatorul este întîrziată, cu condiția ca puterea acestuia să nu devină excesivă.

Dacă frecvența se micșorează, $\Delta a$ este negativ și $\Delta W$ este, de asemenea, negativ și lucrul efectuat de generator descrește rezultînd o accelerare a mașinii motrice principale. Vedem așadar că sub aceste condiții funcționarea generatorului și a liniei tinde la stabilitate. Această tendință există pentru toate valorile lui $\alpha$ care satisfac condiția.

$$\sinh 2\beta l + 2\beta l \cosh 2\beta l \cos 2\alpha l > 0,$$

adică

$$\frac{\tanh 2\beta l}{2\beta l} + \cos 2\alpha l > 0.$$

Se poate trage o concluzie interesantă din această condiție.

Să presupunem că conducta are lungime mare; condiția devine $\cos 2\alpha l > 0$, iar stabilitatea maximă este atinsă cînd $\cos 2\alpha l$ este un maxim; adică $\cos 2\alpha l = 1$, dînd $2\alpha l = 2m\pi$, sau $\alpha l = m\pi$, substituind $\alpha = a/v = 2\pi n/v = 2\pi/\lambda$, unde $\lambda$ este lungimea de undă, avem $l = m(\lambda/2)$.

De aici rezultă că frecvența tinde să se potrivească astfel ca linia să fie împărțită într-un număr întreg de lungimi de semiundă.

*Stabilitatea* poate fi măsurată prin raportul

$$\frac{\Delta W}{\Delta a} = \frac{H^2}{4a}\sqrt{\frac{C}{L}}(\sinh 2\beta l + 2\beta l \cosh 2\beta l \cos 2\alpha l).$$

Limita de stabilitate este atinsă cînd $\Delta W/\Delta a = 0$, adică

$$\cos 2\alpha l = -\tanh \beta l/2\beta l.$$

În cazul conductelor foarte lungi, aceasta se reduce la $\cos 2\alpha l = 0$, sau $\alpha l = (2m + 1)\cdot \pi/4 = 2\pi l/\lambda$, care dă $l = (2m + 1)\lambda/8$. În acest caz echilibrul este indiferent. Cînd $\cos 2\alpha l = -1$, obținem cazul instabilității maxime și instabilitatea persistă pentru toate valorile pentru care

$$\frac{\tanh 2\beta l}{2\beta l} + \cos 2\alpha l < 0.$$

În cazul unei cunducte foarte lungi, condiția maximului de instabilitate se reduce la

$$l = \frac{2m+1}{4}\lambda.$$

Aceasta arată că nu este posibil de a menține funcționarea cu o frecvență care produce pe linie un număr impar de sferturi de undă.

Aceste considerații au o mare importanță practică prin aceea că într-o conductă lungă condițiile pentru maximul de stabilitate sînt totodată optime și pentru transmisia energiei, constînd anume în aceea că cele două capete ale liniei sînt puncte de variație maximă a presiunii.

Dacă linia este scurtă, putem spune:

$$\frac{\tanh 2\beta l}{2\beta l} = 1$$

și condiția de stabilitate se reduce la

$$1 + \cos 2\alpha l > 0,$$

ceea ce este exact pentru toate valorile lui $\alpha$.

Rezultă, prin urmare, că pentru linii scurte orice frecvență este compatibilă cu echilibrul stabil. Cea mai bună stabilitate, totuși, se obține atunci cînd raportul $\Delta W/\Delta a$ este numeric un maximum; adică $\cos 2\alpha l = 1$.

Dacă $\cos 2\alpha l = -1$, avem $\Delta W/\Delta a = 0$ și observăm că pe o linie de o lungime moderată, echilibrul este indiferent atunci cînd linia este împărțită într-un număr impar de lungimi de sfert de undă.

În concluzie, este evident că o linie care este proiectată pentru a fi aproximativ multiplu al lungimii de semiundă pentru frecvența considerată este și cea mai favorabilă în ceea ce privește stabilitatea generatorului de putere.

O analiză similară poate fi făcută în ipoteza că lucrul este efectuat la capătul de la receptor, dar este inutil a dezvolta chestiunea mai departe. Cînd există un receptor funcționînd la capătul extrem al liniei, vom avea pe linie un sistem de unde călătoare suprapuse cu un sistem de unde staționare și concluziile generale în ceea ce privește stabilitatea funcționării țint similare.

Printr-o extindere a analizei se poate arăta în general că orice sistem care se află în stare de rezonanță este și în stare de echilibru de putere. Dacă se intercalează rezonatoare pe linie, stabilitatea crește. Aceasta este, de asemenea, cazul conductelor balansate prin condensatorare sau inerții sau motoare sincrone mari funcționînd pe linie.

*Pierderile în liniile rezonante.* Pierderile de putere în liniile sonice au fost considerate în capitolul VI, arătîndu-se efectele fricțiunii și ale perditanței, în general. Un caz particular interesant se produce atunci cînd linia este închisă la capătul receptor, astfel că în acest punct curentul $I$ este nul. Aceasta se produce cînd receptorul este oprit, în timp ce generatorul continuă să funcționeze cu aceeași frecvență.

Pentru a calcula puterea absorbită de linie, în asemenea condiții, se pot utiliza formulele din capitolul VI punînd $I = 0$. Calculele pot fi simplificate observînd că raportul $\beta/\alpha$ este în mod obișnuit un număr mic, astfel că se poate neglija $\beta^2$ față de $\alpha^2$. Se obțin astfel relațiile simplificate:

$$H_0 = H(\cos) = H(\cos \text{Coh} + \text{j}\sin \text{Sih}),$$

$$I_0 = \text{j}H\psi(\sin) = H\psi(\cos \text{Sih} + \text{j}\sin \text{Coh}), \tag{9}$$

în care „sin", „cos" sînt notații pentru $\sin\alpha l$ și $\cos\alpha l$, iar „Sih", „Coh" sînt notații pentru $\sinh\beta l$ și $\cosh\beta l$, adică funcțiile circulare și hiperbolice obișnuite.

Puterea absorbită va fi obținută din componentele vectoriale de mai sus (vezi capitolul IV)

$$W = (\psi H^2/2)\text{SihCoh},$$

obținînd, de asemenea, relațiile scalare:

$$H_0 = H\sqrt{\cos^2 + \text{Sih}^2}, \quad I_0 = \psi H\sqrt{\sin^2 + \text{Sih}^2}.$$

*Rezonanțe critice.* Considerînd cazul în care lungimea liniei este un întreg de sfert de undă, $l = m \cdot \lambda/4$, pentru $m$ par se obține

$$(\cos\alpha l)^2 = 1 \text{ și } (\sin\alpha l)^2 = 0,$$

deoarece $\alpha = 2\pi/\lambda$ și $l = m \cdot \lambda/4$ iar $\alpha l = m \cdot \pi/2$.

Pentru $m$ impar, de exemplu $m' = 2k + 1$, se obține

$$\alpha l = (2k + 1) \cdot \pi/2,$$

ceea ce dă $(\cos\alpha l)^2 = 0$ și $(\sin\alpha l)^2 = 1$.

Introducînd aceste relații se obține pentru $m$ par:

$$H_0 = H\text{Coh}, \; I_0 = \psi H\text{Sih}, \; W_1 = (\psi H_0^2/2)\text{Tgh}, \; W_2 = (I_0^2/2\psi)\text{Cotgh}.$$

Pentru $m$ impar, relațiile sînt:

$$H_0 = H\text{Sih}, \; I_0 = \psi H\text{Coh}, \; W_3 = (I_0^2/2\psi)\text{Tgh}, \; W_4 = (\psi H_0^2/2)\text{Cotgh}.$$

Este interesant de notat că pentru liniile foarte lungi puterea absorbită la rezonanță nu poate depăși valorile:

$$A = \psi H_0^2/2 \text{ sau } B = I_0^2/2\psi, \tag{10}$$

din cauză că în acest caz $\beta l = \infty$ și Tgh = Cotgh = 1.

Totuși, această putere limită nu este cea mai mare putere care poate fi absorbită de linie. Se observă că o putere mult mai mare poate fi pierdută în linii relativ scurte pentru care Cotgh ar putea să fie un factor mai

mare ca unitate. Aceasta se produce atunci cînd produsul care exprimă amortizarea $\beta l$ este mic. Din cele de mai sus, stările critice sînt reprezentate prin $W_2$ și $W_4$, cînd puterea absorbită ar putea atinge o asemenea mărime încît să rezulte ruperea liniei. Aceasta este ilustrată de următorul exemplu:

*Exemplul 1*

O linie monofazată este alimentată direct de un generator cu un piston acționat de o manivelă cu $r = 1$ cm cu o pulsație $a = 150$ radiani/secundă, ce produce un deplasament cu amplitudine $\Delta = 5$ cm³ și curentul $I = a\Delta = 750$ cm³/s. Linia are o secțiune internă de $\omega = 1{,}5$ cm², astfel că amplitudinea vitezei sonice $I_0/\omega = 500$ cm/s.

Linia transmite puterea sonică prin apă, cu o viteză a undei de 1 500 metri/secundă și un factor de proporționalitate $q = 6{,}6$ la o frecvență de $n = a/2\pi = 23{,}9$ Hz, dînd o lungime de undă $\lambda = v_0/n = 6{,}3 \cdot 10^4$ cm. Se determină, de asemenea, $\psi = q\omega = 15{,}2$ și $\alpha = 2\pi/\lambda = 1 \cdot 10^{-3}$.

Dacă se ia viteza eficace de 350 cm/s, se obține din formula (7) (capitolul III) $k = 5{,}26$ și factorul de amortizare $\beta = k/2v = 1{,}75 \cdot 10^{-5}$/cm. În aceste condiții se poate calcula puterea absorbită în linie cînd receptorul este oprit (capătul de linie închis).

Pentru o linie infinit lungă se obține o piredere finită (vezi (10))

$$B = I_0^2/2\psi = 1{,}85 \cdot 10^4 \text{ kgf} \cdot \text{cm/s},$$

adică aproape 2,5 CP. Pentru asemenea linii Tgh $\sim$ Cotgh $\sim 1$ și valorile $A$ și $B$ (10) sînt egale astfel încît $I_0 = \psi H_0$.

Aceasta permite a se estima amplitudinea presiunii $H_0$ la capătul generator

$$H_0 = I_0/\psi = 750/15{,}2 = 49{,}3 \text{ kgf/cm}^2.$$

Pentru lungimea finită a liniei, puterea absorbită este

$$W = \frac{I_0^2}{2\psi} \cdot \frac{\text{Sih} \cdot \text{Coh}}{\sqrt{\text{Coh}^2 - \cos^2}} = \frac{I_0^2}{2\psi} \frac{\text{Sih} \cdot \text{Coh}}{\sqrt{\text{Sih}^2 + \sin^2}}.$$

Dacă lungimea liniei este un număr par de $\lambda/4$, pentru care $\cos^2 = 1$ și $\sin^2 = 0$, puterea absorbită este

$$W_1 = A \cdot \text{Tgh}, \; W_2 = B \cdot \text{Cotgh}.$$

Pe de altă parte, dacă lungimea liniei este un număr impar de $\lambda/4$ puterea absorbită va fi:

$$W_3 = B \cdot \text{Tgh}, \; W_4 = A \cdot \text{Cotgh}.$$

Valorile pentru $A$ și $B$ au fost date anterior la (10) și anume:

$$A = \psi H_0^2/2 \text{ și } B = I_0^2/2\psi.$$

Se poate vedea că atunci cînd se produce o stare normală de rezonanță, aceasta corespunde la $W_1 = A \cdot$ Tgh sau $W_3 = B \cdot$ Tgh, astfel că se produce o pierdere mică în liniile cu factor de amortizare ($\beta l$) relativ mic.

Presupunînd că linia este de jumătate lungime de undă: $l = \lambda/2 = 3{,}15 \cdot 10^3$ cm. Aceasta dă: $\beta l = 5{,}5 \cdot 10^{-2}$, Tgh $= 0{,}055$, Cotgh $= 16{,}4$.

Cum în acest exemplu: $B = 1{,}85 \cdot 10^4$, pierderea de putere este $W_3 = 1{,}02 \cdot 10^3$ kg cm/s sau aproximativ 0,145 CP, ceea ce este o valoare mică.

Pe de altă parte, pierderea critică,

$$W_2 = B\,\text{Cotgh} = 1{,}85 \cdot 16{,}4 \cdot 10^4 = 3,\ 1 \cdot 10^5 \text{ kg}\cdot\text{cm/s},$$

adică aproximativ 40 CP, ceea ce este cu adevărat o pierdere mare în linie. Se poate spune apriorii că se vor produce presiuni enorme care, foarte probabil, vor rupe linia înainte de a se absorbi o putere atît de mare.

Pentru a calcula presiunea generată $H_0$ se poate utiliza relația

$$\psi = \frac{H_0}{I_0} = \sqrt{\frac{\text{Sih}^2 + \cos^2}{\text{Sih}^2 + \sin^2}}.$$

care dă pentru $\cos^2 = 1$, $\sin^2 = 0$ (corespunzător $l = \lambda/2$)

$$H_0 = \frac{I_0}{\psi}\,\text{Cotgh} = \frac{750}{15{,}2} \cdot 16{,}4 = 810 \text{ kg/cm}^2.$$

De aici rezultă necesitatea de a plasa la capătul generator o capacitate așa cum se arată în figura 4 din capitolul II. Aceasta va preveni starea critică de rezonanță în liniile avînd lungimea un multiplu de jumătate lungime de undă. Fără capacitate, asemenea linii vor fi în condițiile arătate în figura 2 din același capitol.

Examinînd puterile absorbite $W_1$, $W_2$, $W_3$, $W_4$ se observă că $W_1$ și $W_3$ sînt pierderi normale, adică pierderi care se micșorează cu scurtarea liniei, aceste pierderi fiind proporționale cu Tgh$(\beta l)$.

În contrast cu acestea $W_2$ și $W_4$ sînt pierderi critice care cresc cu scurtarea liniei proporțional cu Cotgh $(\beta l)$ factor care este foarte mare, tocmai atunci cînd produsul $\beta l$, ce exprimă amortizarea este mic.

De notat că rezonanțele de mai sus nu pot avea loc decît dacă linia este un multiplu de jumătate de lungime de undă sau număr impar de sferturi de lungime de undă. Astfel, cea mai scurtă linie pentru care rezonanțele critice pot să apară este cea cu lungimea de un sfert de lungime de undă.

Pentru frecvențe de ordinul 25 Hz și o viteză a undei în apă de 1500 m/s, aceasta înseamnă o lungime $\lambda/4 = 15$ m, iar în ulei $\lambda/4 = 12{,}5$ m.

Totuși dacă alături de frecvența fundamentală există și armonici de ordin superior, linii mult mai scurte pot produce rezonanțe critice. Acesta este cazul cu pompele și motoarele hidrostatice hidraulice.

Se consideră cazul unei pompe cu trei cilindri producînd curent continuu redresat, pentru care prima armonică are o frecvență $n = 150$ Hz, de 6 ori frecvența fundamentală de 25 Hz. Aceasta înseamnă o lungime de undă $\lambda = 1\,250/150 = 8{,}35$ m. O linie de $\lambda/2 = 4{,}16$ m, între pompă și motor, ar putea intra în rezonanță, și același lucru s-ar produce pentru toate lungimile multiplu de $\lambda/2$.

Cea mai mare pierdere datorată puterii critice $W_2$, $W_2 = B$ Cotgh $(\beta l)$ în care $\beta = 1{,}75 \cdot 10^{-5}$ și $l = \lambda/2 = 416$ cm, determină $\beta l = 1{,}75 \cdot 416 \cdot 10^{-4} = 7{,}26 \cdot 10^{-3}$ cu o amplitudine *) $0{,}054\, I_0 = 40{,}5$ cm³/s și $B = (40{,}5)^2/(2 \cdot 15{,}2) = 54$ care dau pentru pierderea critică

$$W_2 = B\,\text{Cotgh}\,(\beta l) \sim B/\beta l = 5{,}4 \cdot 10^4/7{,}26$$

și în final $W_2 = 7{,}45 \cdot 10^3$ kg cm/s ~ 0,97 CP, o pierdere importantă.

*) A se vedea „Redresarea curenților polifazați", relația (8).

S-a presupus, considerînd prima armonică, că rezonanța are loc fără a fi stînjenită de faptul că pompa cu trei cilindri lucrează și redresează curentul sonic fundamental de 25 Hz.

Aceasta e justificat deoarece frecvențele mai mari ale primei armonici produc șase reflexii, într-un ciclu fundamental, între receptor și generator, astfel că efectul este echivalent cu o linie alimentată la un capăt cu un curent sonic cu frecvență mai mare și cu capătul celălalt închis (la receptor) de pistoane, distribuitoare etc., piese care nu pot urmări în mișcarea lor armonicele de înaltă frecvență.

În analiza de mai sus s-a presupus de asemenea că factorul de amortizare $\beta l$ este constant dealungul liniei. În realitate el variază cu viteza efectivă iar expresiile hiperbolice ca sinh $(\beta l)$ și cosh $(\beta l)$ sînt, de asemenea, variabile, depinzînd de curent, în fiecare secțiune a liniei. În stările critice corespund creșterii automate a curenților și presiunilor factorul de amortizare crește cu mărirea valorii unghiului $\beta l$. Aceasta reduce pierderile critice în anumite secțiuni ale liniei și le crește în altele. Acest lucru poate fi verificat experimental măsurînd temperatura liniei în diferite locuri. Dacă linia cuprinde mai multe lungimi de undă se poate observa o diferență importantă de temperatură a porțiunilor la jumătatea distanței dintre noduri, de presiune maximă $H$, care rămîn reci, față de noduri, unde curentul $I$ e maxim și se produce încălzire.

Creșterea presiunilor la stările critice de rezonanță de mai sus este o consecință a funcționării supapelor de sucțiune ce permit intrarea fluidului în linie în timpul cavitației în ciclul de variație a presiunii, pînă într-un anumit moment cînd cavitația încetează iar presiunea medie rămîne constantă.

*Notă asupra legii fricțiunii*

În analiza care s-a dat mai sus s-a presupus că, coeficientul de fricțiune $R$ și coeficientul de perditanță $S$ sînt constante, iar legile care leagă presiunea sonomotrice și curentul au fost admise a fi:

$$h = Ri, \tag{11}$$

și

$$h = Si. \tag{12}$$

La calcule am considerat o valoare medie pentru $R$ și $S$, presupuse constante în timpul perioadei de vibrație. Vom examina acum pînă la ce punct această ipoteză poate fi justificată:

Dacă avem un curent $i$ variind ca o funcțiune armonică simplă,

$$i = I \sin at.$$

Să presupunem că coeficientul de fricțiune $R$ este de forma

$$R = \beta_1 \pm \beta_2 i.$$

Relația (11) dă

$$h = (\beta_1 \pm \beta_2 i)i = \beta_1 i \pm \beta_1 i^2,$$

astfel încît

$$h = \beta_1 I \sin at \pm \beta_2 I^2 \sin^2 at. \tag{13}$$

Ambiguitatea semnului „$\pm$" este datorită faptului că în semiperioadele succesive în care curentul are sensuri opuse, fricțiunea este inversată; adică coeficientul de frecare își schimbă semnul, nu însă și mărimea.

Cînd curentul $i$ se schimbă din pozitiv în negativ, ambii termeni ai expresiei pentru presiunea sonomotrice $h$ își schimbă semnul cu toate că $i^2$ rămîne tot pozitiv.

Vom considera separat termenul

$$\pm \beta_2 I^2 \sin^2 at = h^2.$$

Să punem

$$h^2 = \beta_2 I^2 y,$$

funcția $y$ fiind astfel încît pentru faze între 0 și $\pi$ să avem $y = \sin^2 x$ și pentru faze între $\pi$ și $2\pi$, $y = -\sin^2 x$.

Putem dezvolta atunci pe $y$ în serie Fourier, astfel

$$y = A_0 + A_1 \sin x + B_1 \cos x + A_2 \sin 2x + B_2 \cos 2x + \ldots$$

Forma termenilor $A_m$ și $B_m$ fiind dată de relațiile:

$$A_m = (2/2\pi) \int_0^{2\pi} y \sin mx \, dx,$$

$$B_m = (2/2\pi) \int_0^{2\pi} y \cos mx \, dx.$$

Trebuie să împărțim aceste integrale în două perioade: între 0 și $\pi$, $y$ are valoarea „$+\sin^2 x$" și între $\pi$ și $2\pi$, $y$ are valoarea „$-\sin^2 x$".

Avem astfel:

$$A_m = (1/\pi) \left[ \int_0^{\pi} \sin^2 x \sin mx \, dx - \int_{\pi}^{2\pi} \sin^2 x \sin mx \, dx \right],$$

$$B_m = (1/\pi) \left[ \int_0^{\pi} \sin^2 x \cos mx \, dx - \int_{\pi}^{2\pi} \sin^2 x \cos mx \, dx \right].$$

Făcînd integrările, obținem

$$A_0 = 0, \; B_m = 0, \; A_1 = (8/3\pi) \sin x,$$

$$A_m = -(8/\pi)(m-2)m(m+2)$$

și în final

$$y = (8/\pi) [\sin x/3 - \sin 3x/1 \cdot 3 \cdot 5 - \sin 5x/3 \cdot 5 \cdot 7 - \sin 7x/5 \cdot 7 \cdot 9 \ldots].$$

Aceste serii reprezintă curba: $y = \sin^2 x$ (pentru valori de $x$ între 0 și $\pi$), și $y = -\sin^2 x$ (pentru valori de $x$ între $\pi$ și $2\pi$).

Trebuie notat că primul termen al seriei este cel mai important și dacă neglijăm ceilalți termeni, putem scrie aproximativ

$$y \sim (8/3\pi) \sin x.$$

Valoarea exactă a presiunii sonomotrice este dată de formula (13) de mai sus, care poate fi scrisă

$$h = I[R_0 \sin x + \beta_2 \cdot I(8/\pi)(\sin x/3 - \sin 3x/1\cdot 3\cdot 5\ldots)]$$

şi aproximativ

$$h \sim I(\beta_1 + 8\beta_2 I/3\pi) \sin x.$$

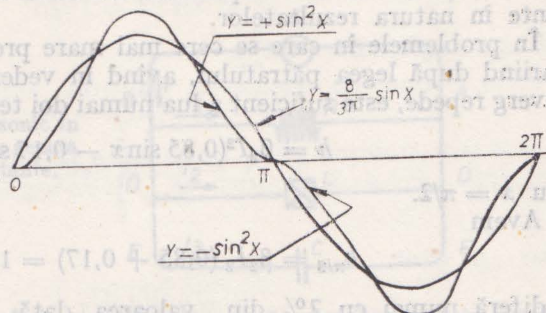



Fig. 31. – Reprezentarea grafică a funcţiei $y = -\sin^2 x$.

În figura 31 sînt trasate curba exactă pentru $y$ şi curba aproximativă ţinînd seama numai de primul termen al seriei; la examinarea curbelor apare evident că pentru calculele din practică putem, fără mare eroare, neglija totul afară de primul termen al seriei, ca o primă aproximaţie.

Chiar în cazul cel mai rău, cînd $\beta_1 = 0$, corespunzînd cu scurgerea turbulentă prin orificii, eroarea nu este mare.

Dacă se cere o rigoare mai mare, se poate lua în consideraţie şi armonica a doua şi obţinem

$$y = (8/3\pi) \sin x - (8/15\pi) \sin 3x = 0{,}85 \sin x - 0{,}17 \sin 3x.$$

Energia medie pierdută prin fricţiune este, lăsînd la o parte termenul în $\beta_1$ sau $R_0$,

$$W = (1/2\pi)\int_0^{2\pi} hi\,\mathrm{d}t = (4\beta_2 I^2/\pi^2)\int_0^{2\pi}\left(\frac{\sin^2 x}{3}\mathrm{d}x - \frac{\sin x \sin 3x}{3\cdot 5}\mathrm{d}x\ldots\right).$$

Toate integralele sînt de forma

$$\int_0^{2\pi} \sin x \sin mx\,\mathrm{d}x = (1/2)\int_0^{2\pi}[\cos(m-1)x\,\mathrm{d}x - \cos(m+1)x\,\mathrm{d}x] =$$

$$= (1/2)[\sin(m-1)x/(m-1) - \sin(m+1)x/(m+1)]\Big|_0^{2\pi} = 0.$$

Aceasta se reduce simplu, ţinînd seama şi de termenul în $R_0$ sau $\beta_1$, la

$$W = I^2(R_0 + 8\beta I/3\pi)\int_0^{2\pi} \sin^2 x\,\mathrm{d}x.$$

Astfel încît avem

$$W = (I^2/2)\,(\beta_1 + 8\beta_2 I/3\pi).$$

Rezultă, prin urmare, că dacă luăm numai primul termen al seriei și neglijăm pe ceilalți, nici o eroare nu se introduce în valoarea obținută pentru lucrul mediu pe secundă. Pe de altă parte, este prea posibil ca în cazuri speciale influența armonicilor superioare din seria lui $h$ să producă variații importante în natura rezultatelor.

În problemele în care se cere mai mare precizie, considerînd fricțiunea ca variind după legea pătratului, avînd în vedere că seriile armonicelor lui $h$ converg repede, este suficient a lua numai doi termeni, în modul acesta luînd

$$h = \beta_2 I^2 (0{,}85 \sin x - 0{,}17 \sin 3x),$$

pentru $x = \pi/2$.

Avem

$$h_{\pi/2} = \beta_2 I_2 (0{,}85 + 0{,}17) = 1{,}02\ \beta I^2,$$

care diferă numai cu 2% din valoarea dată de $h_{\pi/2} = \beta_2 I^2 \sin^2 x = \beta_2 I^2$.

Analiza cazurilor în care un generator produce curent absorbit de inerții, capacități și fricțiuni de tipul legii pătratului, se poate efectua prin metoda dată mai sus. Dacă se cere numai o primă aproximație, putem admite că fricțiunea urmează legea proporționalității simple $h = Ri$ și luăm pentru $R$ valoarea $R = 0{,}85\beta_2 I$.

Dacă se cere o precizie mai mare, putem introduce o presiune sonomotrice suplimentară la capetele organului de fricțiune avînd o frecvență de trei ori mai mare și o amplitudine egală cu $0{,}17\beta_2 I^2$.

Dacă este nevoie a se cerceta o lege a fricțiunii diferită, metoda dată poate fi încă aplicată. Pentru aplicațiile practice totuși, este mai simplu și suficient de riguros de a scrie relația dintre presiunea sonomotrice și curent, sub forma $h = Ri$ și de a lua pentru $R$ o valoare medie de-a lungul unei perioade.

În general $R$ ar fi de forma $R = \Phi(i)$.

Vom admite pentru $R$ o valoare medie constantă punînd pentru $i$ o valoare medie, astfel ca valoarea eficace a lui $i$

$$i = I_{ef} = I/\sqrt{2},$$

dar această metodă trebuie limitată la cazuri în care nu poate avea loc o rezonanță cu armonicele superioare ale presiunii sonomotrice. Dacă asemenea efecte de rezonanță sînt posibile, problema este diferită și influența armonicelor de frecvență superioară poate fi considerabilă. Pentru a ilustra aceasta, să considerăm următoarea problemă.

În figura 32 în $G$ avem un generator producînd un curent $i = I \sin at$. În $R$ este un aparat de fricțiune urmînd legea pătratului și anume o conductă scurtă de diametru mic față de acela al liniilor de alimentare $A$, $B$. În $D$ și $E$ sînt două ramificații în paralel conținînd respectiv o inerție $L$ și o capacitate $C$; presiunea sonomotrice este $h$ iar curenții în cele trei ramuri $i_1$, $i_2$, $i_3$.

Avem $(I) = (I_1) + (I_2) + (I_3)$ și dacă admitem pentru $R$ o valoare medie, avem

$$(H) = RI_1 = \mathrm{j}LaI_2 = -\,\mathrm{j}(1/Ca)I_3.$$

Așadar

$$(I) = H[1/R + j(Ca - 1/La)].$$

Astfel obținem:

$$H = IR/\sqrt{1 + R^2(Ca - 1/La)^2},$$

$$I_2 = IR/La\sqrt{1 + R^2(Ca - 1/La)^2}.$$

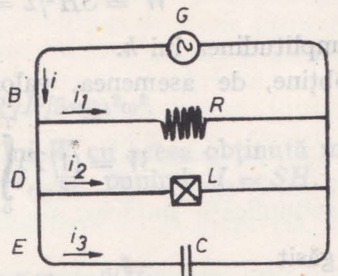



Fig. 32. — Circuit sonic în care rezistența poate genera armonici importante.

Aceste formule sînt obținute în ipoteza că păstrăm numai un termen din seria lui Fourier pentru *h*.

Dacă ținem seama de faptul că *h* are o serie de armonici, este posibil ca pentrul unul din aceștia, să zicem al *m*-lea, să avem $C\,L\,m^2\,a^2 = 1$.

Pentru această frecvență, inerția $L$ și capacitatea $C$ sînt în rezonanță și un curent de o frecvență de $m$ ori mai mare se va scurge prin inerție și condensatori; acest curent, dacă nu e nici o pierdere de energie în circuitele inerției și condensatorului, poate deveni foarte mare. Astfel dacă $R/La$ este o fracțiune foarte mică, aproape întreg curentul $I$ va trece prin fricțiunea $R$ și un curent fără lucru, considerabil, de o frecvență de $m$ ori mai mare ca cea inițială. se va scurge în rezonatorul format de inerție și capacitate, pentru această armonică superioară.

Formulele găsite mai sus pentru $I_2$ și $I_3$ ar da în acest caz numai curentul frecvenței fundamentale, care poate fi neglijabil; curentul pentru armonicele superioare în condensator ar fi considerabil mai mare.

Dacă totuși avem $LCa^2 > 1$, este imposibil ca rezonanța cu armonicele superioare să aibă loc.

*Problemă.*

A se găsi coeficientul de perditanță $S$ printr-o deschidere de secțiunea $\omega$ într-un perete așezat în drumul curentului.

Dacă presiunea sonomotrice este $h$ și curentul este $i$, avem prin definiție

$$i = Sh. \tag{14}$$

Fie $v$ viteza lichidului prin orificiu și $h$ diferența de presiune de ambele părți ale orificiului; știm din hidrodinamică că

$$v = \mu\sqrt{2g(h/\gamma)},$$

în care $\gamma$ este greutatea specifică a fluidului, $\mu$ — o constantă, pentru un orificiu într-un perete subțire egală cu circa 0,62.

Avem astfel

$$i = \omega v = \mu\omega\sqrt{2g(h/\gamma)} = \mu\omega h\sqrt{2g/\gamma h} = Sh \tag{15}$$

şi deci

$$S = \mu\omega\sqrt{2g/\gamma h}. \tag{16}$$

Vedem că $S$ nu este constant ci depinde de $h$.

Energia medie pierdută pe secundă prin fricţiune, dacă admitem pentru $S$ o valoare medie, ar fi

$$W = SH^2/2 = I^2/2S,$$

unde $H$ este amplitudinea lui $h$.

Putem obţine, de asemenea, valoarea acestei energii din formula

$$W = (1/T)\int_0^T ih\mathrm{d}t.$$

Dar am găsit

$$i = \mu\omega\sqrt{2gh/\gamma},$$

din care

$$h = \gamma i^2/2\mu^2\omega^2 g$$

şi obţinem

$$W = (\gamma/2Tg\mu^2\omega^2)\int_0^T i^3\mathrm{d}t.$$

Dacă $i$ este funcţia armonică simplă, $i = I\sin at$, avem

$$W = (\gamma I^3/2Tg\mu^2\omega^2)\int_0^T \sin^3 at\, dt.$$

Substituind pe $x$ în locul lui $at$, obţinem

$$W = (\gamma I^3/4\pi g\mu^2\omega^2)\int_0^{2\pi} \sin^3 x\,\mathrm{d}x.$$

Dar

$$\int_0^{2\pi} \sin^3 x\,\mathrm{d}x = \int_0^{2\pi} (\cos^2 x - 1)\mathrm{d}(\cos x) = [\cos^3 x/3 - \cos x]\Big|_0^{2\pi} = 0.$$

Acest rezultat, luînd integrala între 0 şi $2\pi$, este inexact deoarece lucrul fiind totdeauna pozitiv, suma lucrului în timpul unei perioade diferă de zero. Eroarea provine din faptul că la inversarea curentului presiunea sonomotrice este, de asemenea, inversată, astfel că integrala este de semn opus pentru cele două semiperioade. Prin urmare este necesar a găsi lucrul în timpul unei semiperioade $T/2$ şi a-l dubla spre a obţine lucrul efectuat în timpul unei perioade complete.

În modul acesta, obținem

$$W = (\gamma I^3/2\pi g\mu^2\omega^2)\int_0^{\pi}\sin^3 x\, dx.$$

Dar

$$\int_0^{\pi}\sin^3 x\, dx = 4/3,$$

astfel încît obținem

$$W = 2\gamma I^3/3\pi g\mu^2\omega^2.$$

Comparînd această valoare a lui $W$ cu aceea obținută mai sus, anume $W = I^2/2S$, găsim $S = 3\pi g\mu^2\omega^2/4\gamma I$, și punînd $I = SH$, obținem $S = \mu\omega\sqrt{3\pi g/4\gamma H}$.

Pentru apă avem

$$S = 1\,540\,\mu\omega/\sqrt{H},$$

în care $\mu$ este coeficientul de contracție, care variază de la 0,5 la 1,1 după forma ajutajului orificiului prin care se face scurgerea.

O valoare medie pentru apă ar fi

$$S = 1\,200\,\omega/\sqrt{H}. \tag{17}$$

*Exemplu numeric*

A se găsi puterea pierdută într-un robinet care nu închide perfect, mărimea orificiului $\omega$ lăsat deschis, fiind o zecime de cm², iar presiunea sonomotrice $H = 100$ kg/cm².

Energia pierdută pe secundă ar fi

$$W = SH^2/2,\ S = 1\,200 \cdot 0{,}1/\sqrt{100} = 12\ \text{cm}^5/\text{kgs} = 1{,}2\cdot 10^{-10}\ \text{m}^5/\text{Ns},$$

astfel încît

$$W = 12\cdot 100^2/2 = 60\,000\ \text{kg cm/s},$$

iar puterea pierdută, în CP, este 7,9 CP.

Este evident, prin urmare, că o deschidere de scurgere de o suprafață comparativ mică provoacă pierderi de putere considerabile. Curentul prin deschidere este dat de

$$W = HI/2,\ I = 2W/H = 2\cdot 60\,000/100 = 1\,200\ \text{cm}^3/\text{s}.$$

Amplitudinea vitezei va fi

$$V = I/\omega = 1\,200/0{,}1 = 12\,000\ \text{cm/s}.$$

Aceasta este o viteză foarte mare și efectul apei care se mișcă în contact cu metalul, la asemenea viteză, produce repede supraîncălzire și eroziunea metalului. Este clar prin urmare că în asemenea cazuri trebuie avut cea mai mare grijie de a face închiderile perfect etanșe pentru a evita serioase neajunsuri.

# TEORIA DEPLASAMENTELOR. MOTOARE

## Deplasamente

Înainte de a proceda la discuția diferitelor tipuri de motoare rotative, acționate de curenți sonici, este bine ca să stabilim unele relații privitoare la mișcările comunicate fluidelor de mișcările relative dintre pistoane și cilindri.

Am definit prin termenul *deplasament* al unui piston sau al unui curent, cantitatea $\delta = \int i\,dt$, în care $i$ este curentul (fig. 33).

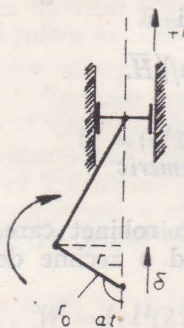


Fig. 33. — Piston antrenat de un mecanism bielă-manivelă.

Reamintind că

$$i = v\Omega = \Omega dr/dt\,,$$

în care $v$ este viteza curentului în momentul $t$ într-un punct la o distanță $l$ de poziția medie a pistonului, avem

$$\delta = \int \Omega\,dr = \Omega r + C\,. \tag{1}$$

Dacă $r$ este o funcție sinusoidală și dacă luăm originea timpului în momentul cînd pistonul este la punctul extrem, avem

$$\delta = \Omega r_0 \cos at\,. \tag{2}$$

Din definiția de mai sus obținem

$$i = d\delta/dt\,.$$

În aplicarea teoriei la motoare, vom avea de considerat două cazuri:

(1) Deplasamentul într-un cilindru fix prin mișcarea pistonului legat de o manivelă sau un excentric rotativ.

(2) Deplasamentul datorit rotației unui cilindru în jurul unei manivele sau unui excentric fix.

Rotația unei manivele, legată cu un piston printr-o bielă lungă, dă pistonului o mișcare alternativă sinusoidală în direcția axei lui.

Dacă $r_0$ este amplitudinea manivelei și $a$ viteza unghiulară, avem $r = - r_0 \cos at$.

Cantitatea $r$ s-ar numi *manivela* sau *excentricul* deplasamentului. Vom avea de-a face mai tîrziu cu manivele *rotative* și *manivele alternative*. În modul acesta definiția manivelei sau excentricului este extinsă și include o manivelă care este variabilă nu numai ca poziție dar și ca mărime.

Relația între deplasament și manivelă va fi însă totdeauna $\delta = \Omega r$.

Dacă cilindrul se învîrtește în locul manivelei, sensul rotației fiind același, curentul va avea aceeași valoare dar va fi de sens opus. Putem reprezenta un deplasament alternativ printr-un vector a cărui valoare este $r_0\Omega$, rotindu-se cu aceeași viteză unghiulară ca și manivela. Putem atunci întrebuința notația simbolică.

Dacă deplasamentul este reprezentat printr-o linie, deoarece avem $i = \mathrm{d}\delta/\mathrm{d}t$ și variația este sinusoidală, curentul va fi reprezentat printr-o linie perpendiculară pe prima. Figura 34 arată deplasamentul datorit rotației unei manivele, acționînd un piston într-un cilindru fix. Curentul produs va fi $i = \mathrm{d}\delta/\mathrm{d}t$.

Dacă cilindrul s-ar roti iar manivela ar fi fixă, ajungem la condiția arătată în figura 35, avînd $i = - \mathrm{d}\delta/\mathrm{d}t$.

În cazul general cînd direcția mișcării alternative a pistonului diferă de direcția deplasamentului, precum se arată în figura 36, avem pentru curent $i = \mathrm{d}(\delta \cos \beta)/\mathrm{d}t$.

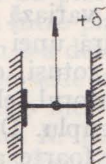



Fig. 34. — Deplasamentul δ cînd cilindrul este fix.

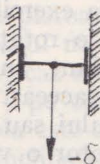



Fig. 35. — Deplasamentul δ cînd cilindrul este mobil iar manivela este fixă.

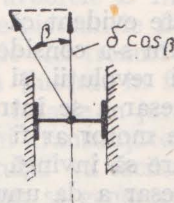



Fig. 36. — Între deplasament și direcția mișcării alternative există un decalaj.

În modul acesta, dacă se dă centrului $O$ un deplasament $\delta$, făcînd un unghi $\beta$ cu axa pistonului, curentul total în cilindru, presupus că se rotește cu o viteză unghiulară uniformă $a$ în direcția săgeți, va fi $\mathrm{d}(\delta \cos \beta)/\mathrm{d}t$,

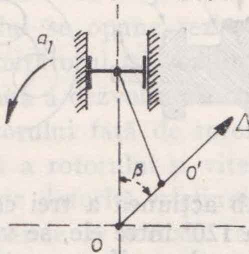



Fig. 37. — Cazul cilindrului mobil și a deplasamentului centrului de rotație al manivelei.

astfel că dacă $\delta = - r\Omega \cos at$ și deoarece $\beta = a_1 t$ obținem mai departe prin diferențiere

$$i = (r\Omega/2)\,[(a_1 - a) \sin (a_1 - a)t + (a + a_1) \sin (a + a_1)t]. \qquad (3)$$

Aceasta arată că, curentul $i$ dat de formula (3) este echivalent cu doi curenți suprapuși, produși de manivele rotative de o lungime $r/2$ învîrtindu-se cu vitezele unghiulare $a_1 - a$ și $a_1 + a$, respectiv. În modul acesta deplasamentul $\delta$ poate fi considerat ca echivalent cu două deplasamente rotindu-se în direcții opuse cu aceeași viteză unghiulară $a$.

## MOTOARE

### CONSIDERAȚII GENERALE

În capitolul II am arătat prin principii elementare că, dacă se comunică unei coloane lichide presiuni alternative, trenul de unde produs, care circulă de-a lungul coloanei lichide, poate ceda întreaga lui energie unui piston situat în orice punct al coloanei lichide, cu condiția ca pistonul să se miște cu aceeași viteză și în fază cu stratul de lichid ce se află în contact imediat cu el. Această condiție este îndeplinită de un receptor compus dintr-un piston, o bielă și o manivelă, analoge cu pistonul, biela și manivela generatorului, cu condiția ca manivelele generatorului și receptorului să se învîrtească cu aceeași viteză unghiulară și la o anumită relație de fază, depinzînd de relația distanței dintre pistoane către lungimea de undă, a trenului de unde care circulă în coloana lichidă. Este clar, prin urmare, că un receptor sau motor de acest tip poate absorbi energie din trenul de unde numai dacă funcționează la aceeași viteză ca generatorul, Un asemenea motor îl vom numi motor sincron.

Este evident că un motor cu un singur piston, o bielă și o manivelă, astfel cum s-a considerat mai sus, va exercita un cuplu care variază în timpul unei revoluții și dacă se cere o rotație continuă contra unei sarcini, este necesar a se întrebuința un volant. În afară de cazul, totuși, cînd un astfel de motor ar fi pornit și atins aceeași viteză ca generatorul, el nu va fi în stare să învingă inerția volantului sau să dezvolte un cuplu. De aceea este necesar a da unui astfel de motor o viteză unghuilară foarte aproape de aceea a generatorului și de a-l prinde (agăța) la o fază proprie pentru a dezvolta putere.

Dacă într-un motor sincron în loc de un singur piston întrebuințăm trei pistoane, solicitînd același arbore și mișcîndu-se de-a lungul unor axe

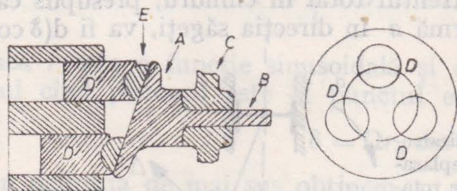



Fig. 38. — Motor sincron trifazat.

defazate la 120° sub acțiunea a trei coloane lichide, în care circulă trenuri de unde defazate la 120° între ele, se vede imediat că la viteza de sincronism se va dezvolta un cuplu uniform, astfel încît un volant sau o altă inerție nu sînt necesare; cuplul de pornire, totuși, va fi mic și motorul va fi incapabil de a porni contra unei sarcini. Pentru ca motorul să poată porni, inerția trebuie să fie astfel ca accelerația să fie suficientă pentru a permite mo-

torului să atingă viteza sincronă într-o singură rotație. Un astfel de motor îl vom numi un *motor sincron trifazat.*

Un exemplu simplu de un astfel de motor este ilustrat în figura 38. La acest motor rotorul constă dintr-un disc înclinat, *A*, fixat pe un arbore *B* care se învîrtește într-un lagăr *C*. Statorul este format din trei cilindri dispuși uniform în jurul discului, iar trei trenuri de unde, diferind în fază cu 120°, lucrează asupra pistoanelor *D* în trei cilindri, apăsîndu-le contra unei plăci înclinate. Este evident că un astfel de motor va lucra precum s-a descris mai sus, adică va funcționa numai la o viteză sincronă cu generatorul, sau altfel nu se va învîrti deloc; așadar, nici o variație de viteză nu va fi posibilă cu un astfel de motor.

Să presupunem acum că în loc de placa *A*, a cărei înclinare pe arbore este fixă, avem o placă sau un segment *T*, precum se arată în figura 39, așe-

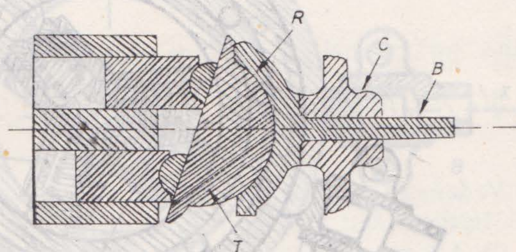



Fig. 39. — Motor asincron trifazat.

zată pe un lagăr în formă de cupă sferică, fixată pe arborele *B* în mod simetric. Să presupunem că nu există fricțiune nici între pistoanele *D* și placa *T*, nici între placa *T* și cupă; fie pistoanele acționate de trei trenuri de unde, precum s-a descris mai sus în cazul motorului sincron ilustrat în figura 38.

Se vede imediat că în acest caz nu va avea loc o rotație în jurul axului orizontal, nici a segmentului $T_1$ pe care îl vom numi transmițător, nici a rotorului *R*. Tot ce se va întîmpla este că transmițătorul *T* va oscila în cupă, astfel ca linia de cea mai mare înclinație a feței lui plane să genereze un con, iar această linie se va mișca pe suprafața conului cu viteză sincronă.

Dacă există frecare între transmițătorul *T* și rotorul *R*, fără a fi nici o rezistență la învîrtire, atît transmițătorul cît și rotorul se vor învîrti la viteza sincronă iar combinația va fi echivalentă cu motorul sincron arătat în figura 38, transmițătorul menținînd o înclinație constantă față de axul orizontal.

Dacă acum la rotația motorului se opune rezistență, prin aplicarea unei sarcini, atît rotorul cît și transmițătorul își vor încetini mersul în aceeași măsură. Motorul totuși va continua a dezvolta un cuplu. Se poate vedea că *mișcarea de oscilație* a transmițătorului față de rotor este proporțională cu diferența dintre viteza unghiulară a rotorului și viteza sincronă, în care timp se produce o pierdere de energie datorită fricțiunii de oscilație dintre transmițător și rotor. Deoarece motoarele de această categorie au un cuplu de pornire și sînt capabile a dezvolta putere la orice viteză, pînă la viteza sincronă, le vom numi *motoare polifazate asincrone.*

O altă formă a motorului din această categorie se arată în figura 40. Motorul cuprinde un inel circular *D* care formează transmițătorul, suportat de pistoanele *A*, *B*, *C* uniform dispuse în jurul circomferinței lui. Un al doile inel *E* este prevăzut în interiorul inelului *D* și un lagăr cu bile este dispus între cele două inele. Rotorul constă din trei cilindri prevăzuți cu pistoane A′, *B′*, *C′*, apăsînd asupra inelului *E*.

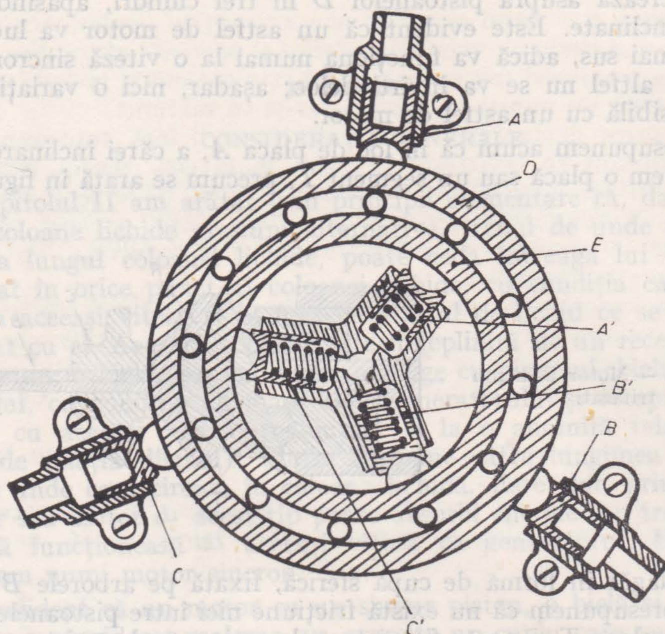



Fig. 40. — Motor asincron trifazat cu frecare lichidă în rotor.

Cilindrii rotorului sînt în comunicație între ei prin mici orificii. Pistoanele *A*, *B*, *C* ale statorului lucrează în cilindri ficși, în legătură cu trei conducte conținînd lichid, supus la presiuni sonice defazate între ele la 120°. Aceasta înseamnă că pulsațiile lichidului în cele trei conducte de alimentare sînt produse de un generator format din trei pistoane defazate la 120 . Aranjamentul concentric arătat în figură este pur și simplu diagramatic, iar în practică statorul și rotorul pot fi așezate alături unul de altul. Inelele *D* și *E* sînt solidare în ceea ce privește mișcarea centrului lor comun *O*, dar se pot învîrti independent în jurul acelui centru, lunecarea fiind înlesnită printr-un lagăr cu bile așezat între ele sau orice alt dispozitiv contra frecării, bine lubrifiat. Acest motor este perfect analog în principiu cu acela arătat în figura 39, rezistența de fricțiune dintre transmițător și rotor fiind înlocuită prin rezistența la scurgere a lichidului dintre diferiții cilindri ai rotorului.

Un alt tip de motor este ilustrat în figura 41. La acest motor avem două pistoane *A*, *B*, producînd o presiune alternativă, care lucrează asupra inelului *D* în direcția *XX*. Inelul *D* este concentric cu inelul *E*, care apasă și se mișcă cu pistonul *P* al rotorului. Cilindrii, în care pistoanele *P* lucrează, comunică prin mici orificii precum se arată în figură.

Am văzut că o manivelă alternativă lucrînd într-o anumită direcție ca cea admisă, poate fi înlocuită prin două manivele alternative avînd ju-

mătatea amplitudinei, ai căror vectori s-ar învîrti uniform în sensuri opuse, cu aceeași viteză unghiulară. Dacă avem un rotor potrivit, deplasamentele rotative rezultate vor tinde să producă o rotație. Cunoaștem că efectul inerției este cu atît mai mare, cu cît este mai înaltă frecvența curenților sonici din circuitul în care inerția este plasată. Dacă, prin urmare, avem conectat un rotor precum se arată în figura 41 și considerăm efectul asupra lui a două deplasamente rotative datorite statorului, vedem că, deoarece prin învîr-

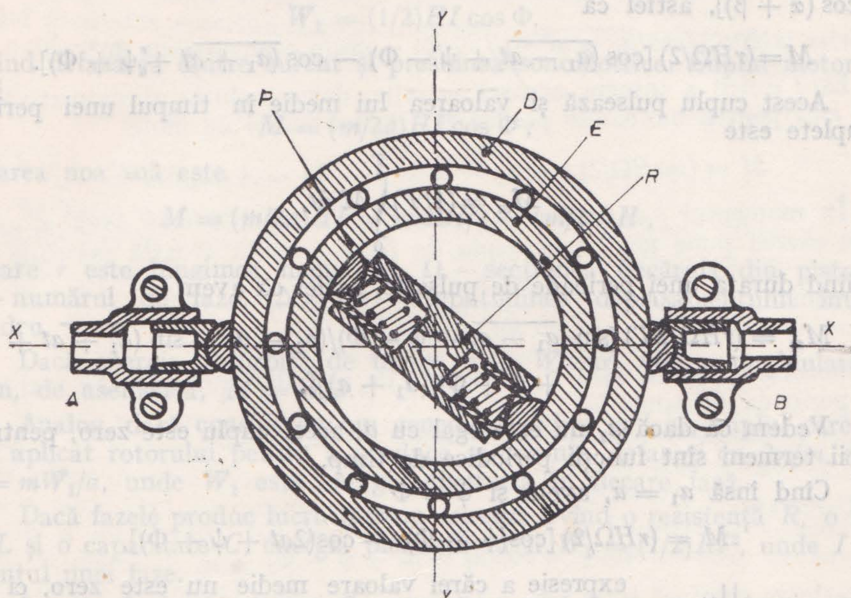



Fig. 41. — Motor asincron monofazat.

tirea rotorului vitezele unghiulare ale celor două deplasamente rotative față de rotor vor diferi unul de altul, putem prin învîrtirea rotorului să provocăm o oarecare nesimetrie în forțele interioare care acționează asupra rotorului, grație efectului mai mare al inerției asupra curenților sonici de o frecvență relativ mai mare.

Nesimetria poate fi produsă, de asemenea, prin intercalare de perditanțe sau rezistențe. În modul acesta se pot construi motoare care dau un cuplu la toate vitezele. Astfel de motoare le vom numi *motoare asincrone monofazate*. Caracteristica acestor motoare este că e nevoie de o mișcare relativă între rotor și stator, înainte de a se produce cuplul, și că cuplul nu este uniform în timpul revoluției.

La acest tip de motor, de asemenea, este evident că statorul și rotorul pot fi dispuse alături unul de altul în loc de a fi simetric așezate. La motoarele descrise mai sus cuplul maxim este acela obținut aproape de viteza sincronă, iar cu aceste construcții nu este posibil a se obține un cuplu mai mare la pornire

Putem acum proceda la studiul matematic al tipurilor de motoare descrise mai sus.

*Motoare sincrone.* Putem considera un motor sincron polifazat ca format dintr-un număr de motoare sincrone monofazate, cuplate asupra aceluiași arbore la diferite unghiuri de fază. Pentru a găsi cuplul unui astfel de motor, vom considera cazul unui motor simplu, constînd dintr-un simplu

piston cu manivela lui şi o bielă lungă. Asupra pistonului lucrează o presiune sonică

$$h = H \sin (at + \Phi).$$

Această presiune produce un cuplu instantaneu $M = rh\Omega \sin(a_1 t + \psi)$, $a_1$ fiind viteza unghiulară a manivelei; apoi vom avea

$M = rH\Omega \sin (a_1 t + \psi) \sin (at + \Phi)$, dar $\sin \alpha \sin \beta = (1/2) [\cos (\alpha - \beta) - \cos (\alpha + \beta)]$, astfel că

$$M = (rH\Omega/2) [\cos (\overline{a_1 - a}t + \psi - \Phi) - \cos (\overline{a_1 + a}t + \psi + \Phi)].$$

Acest cuplu pulsează şi valoarea lui medie în timpul unei perioade complete este

$$M_m = (1/T) \int_0^T M \, dt,$$

$T$ fiind durata unei perioade de pulsaţie, astfel că avem

$$M_m = (rH\Omega/2T) [\sin (\overline{a_1 - a}t + \psi - \Phi)/(a_1 - a) - \sin (\overline{a_1 + a}t + \psi + \Phi)/(a_1 + a)]_0^T.$$

Vedem că dacă $a_1$ nu este egal cu $a$, acest cuplu este zero, pentru că ambii termeni sînt funcţii periodice de timp.

Cînd însă $a_1 = a$, avem şi $\psi = \Phi$

$$M = (rH\Omega/2) [\cos(\psi - \Phi) - \cos(2at + \psi + \Phi)],$$



Fig. 42. — Piston manivelă şi bielă lungă.

expresie a cărei valoare medie nu este zero, ci este dată de $M_m = rH\Omega/2$.

Dacă avem un număr oarecare de cilindri în jurul arborelui, cuplul va fi porporţional cu acest număr. Mai mult, dacă cilindrii vor fi aşezaţi în unghiuri după un poligon regulat, cuplul va fi constant, căci suma $\sum_{\psi+\Phi}^{2\pi+\psi+\Phi} \cos (2at + \psi + \Phi)$ devine zero pentru valori ale lui $\Phi$ şi $\psi$ diferind cu acelaşi unghi, în ipoteza că fiecare cilindru este prevăzut cu o presiune defazată, faţă de aceea a cilindrului următor, cu unghiul dintre axele cilindrilor.

Deplasamentul $\delta$ este în fiecare moment

$$\delta = r\Omega \cos(a_1 t + \psi).$$

Curentul static va fi

$$i = d\delta/dt = - a_1 r\Omega \sin(a_1 t + \psi).$$

Lucrul efectuat în fiecare moment $= hidt$; şi acesta trebuie să fie egal cu lucrul rezistent $= - Ma_1 dt$; astfel că avem

$$M = rh\Omega \sin(a_1 t + \psi).$$

Aceeaşi formulă a fost găsită mai sus.

Putem astfel simplifica demonstrația pentru cazul curenților polifazați. Pentru a găsi cuplul produs de un motor polifazat avem nevoie numai de a calcula lucrul pe secundă pentru fiecare fază, a lua suma și a o divide prin viteza rotorului.

Să presupunem apoi că avem un motor cu $m$ faze și că voim a calcula cuplul constant corespunzător vitezei sincrone. Fie $I$ curentul maxim dintr-o fază și $H$ maximul presiunii sonomotrice. Avem pentru lucrul mecanic al unei faze

$$W_1 = (1/2)HI \cos \Phi,$$

$\Phi$ fiind defazarea dintre curent și presiunea sonomotrice. Cuplul motorului va fi

$$M = (m/2a)HI \cos \Phi,$$

valoarea maximă este

$$M = (m/2a)HI = mr\Omega H/2 = (m/2)\Delta H,$$

în care $r$ este lungimea manivelei, $\Omega$ — secțiunea fiecăruia din pistoane, $m$ — numărul de faze, $\Delta = r\Omega$ — amplitudinea deplasamentului într-un cilindru.

Dacă energia absorbită de motor este $W$ iar viteza unghiulară $a$, avem, de asemenea, $M = W/a$.

Analog, dacă considerăm un generator avînd $m$ faze, cuplul care trebuie aplicat rotorului pentru a produce $m$ curenți, defazați cu $2\pi/m$, va fi $M = mW_1/a$, unde $W_1$ este energia cheltuită în fiecare fază.

Dacă fazele produc lucru într-un circuit avînd o rezistență $R$, o inerție $L$ și o capacitate $C$, energia pierdută va fi $W_1 = (1/2)RI^2$, unde $I$ este curentul unei faze.

Inerția $L$ și capacitatea $C$ n-au nici un efect asupra valorii cuplului întrucît nu provoacă nici o pierdere de energie.

*Exemple*

A se găsi lungimea unei manivele pentru un motor trifazat cu cilindri de 2,5 cm diametru, destinat a produce 20 cai putere la o viteză de 600 revoluții pe minut, presiunea sonomotrice $H$ fiind de 100 kg/cm².

Cuplul necesar pentru a obține 20 CP la frecvența de 10 pe secundă, va fi

$$M = 20 \cdot 76 \cdot 100/2\pi \cdot 10 = 2\,420 \text{ kg cm}$$

și avem $2\,420 = (m/2)\,\Delta H = (3/2) \cdot 100 \cdot \Delta$, astfel că $\Delta = 16{,}1$ cm³ pentru fiecare fază. Dacă, prin urmare, întrebuințăm pistoane de 2,5 cm diametru, lungimea manivelei $r$ va fi $r = 4\Delta/\pi \cdot 2{,}5^2 = 3{,}28$ cm.

Am văzut că motoarele sincrone pot dezvolta un cuplu numai dacă viteza lor corespunde exact cu viteza sincronă.

Pentru variații temporare mici ale vitezei, aceste motoare dezvoltă un cuplu suplimentar pozitiv sau negativ, care tinde să corecteze variația vitezei; dacă viteza crește, acest cuplu tinde să reducă viteza; analog o scădere a vitezei introduce un cuplu care tinde să accelereze motorul.

Din ceea ce precede este evident că motoarele sincrone pot primi variații considerabile de sarcini fără a schimba viteza. Dacă totuși sarcina crește peste o anumită limită, motorul se oprește brusc.

Motoarele sincrone trebuie pornite fără nici o sarcină, deoarece cuplul lor de pornire este foarte mic, în special dacă motorul are multă inerție.

Fie $A$ momentul de inerție al motorului; avem pentru ecuația de mișcare

$$A \mathrm{d}a_1/\mathrm{d}t = M = rH\Omega \sin(a_1 t + \psi) \sin(at + \Phi) =$$

$$= (rH\Omega/2) [\cos(\overline{a_1 - at} + \psi - \Phi) - \cos(\overline{a + a_1 t} + \psi + \Phi)].$$

Este dificil a integra această ecuație, dar o soluție aproximativă se poate găsi pentru motoarele polifazate. Pentru astfel de motoare

$$M = (mrH\Omega/2) \cos(\overline{a_1 - at} + \psi - \Phi) = A \,\mathrm{d}a_1/\mathrm{d}t.$$

În momentul $t = 0$ avem $a_1 = 0$. După timpul $\theta$ vom avea $a_1 = a$; putem atunci pune pentru perioada de pornire, dacă această perioadă de timp este foarte scurtă, $a_1 \sim at/\theta$.

Atunci

$$(a_1 - a)t = a(t/\theta - 1)t.$$

Motorul va porni dacă $\theta$ este destul de mic, dar trebuie să fie mai mic decît perioada de timp $T$.

Să presupunem condiția îndeplinită. Atunci avem

$$\mathrm{d}a_1/\mathrm{d}t = (mrH\Omega/2A) \cos\gamma.$$

Cantitatea

$$\cos\gamma = \cos(\overline{a_1 - at} + \psi - \Phi)$$

are o valoare cuprinsă între zero și unitate. Dacă motorul ia prea puțin timp pentru a porni, astfel încît în acest timp să putem considera această cantitate ca constantă, punînd

$$k = \cos(\overline{a_1 - at} + \psi + \Phi),$$

obținem simplu $a_1 = ktmrH\Omega/2A$, sau dacă $a_1 = a$ și $t = \theta$

$$a = k\theta mrH\Omega/2A.$$

Constantei $k$ i se poate da orice valoare între zero și unitate. Condiția cea mai favorabilă pentru pornire va fi $k = 1$.

Fie $\theta = T/q = 1/nq = 2\pi/aq$, $k = 1$, presupunînd că $qa^2 = \pi mrH\Omega/A$.

Pentru ca, prin urmare, să fie posibil a porni, este necesar ca $A$ să fie mai mic sau egal cu

$$A \leq \pi mrH\Omega/qa^2.$$

Cu cît va fi mai mare valoarea lui $q$, cu atît va fi mai ușor de a porni motorul, $1/q$ reprezentînd fracțiunea de perioadă a unei revoluții, în care motorul atinge viteza de sincronism.

Vedem, prin urmare, că momentul de inerție a părților mobile trebuie să fie mai mic decît o anumită limită.

Fie $W$ puterea mecanică a motorului. Avem

$$W = (m/2)raH\Omega,$$

astfel încît pentru pornire $A$ trebuie să fie mai mic sau egal cu

$$A = 2W\pi/qa^3 .$$

Dacă $J$ este momentul de inerție volumetric al rotorului cu volantul său, în jurul axei, exprimat în centimetri, vom avea

$$A = (\gamma/g)j = 2W\pi/qa^3 ,$$

$\gamma$ fiind greutatea specifică a metalului din care e compus rotorul, astfel că este evident că motorul nu va porni dacă $a$ are o valoare considerabilă.

*Exemplu*

Să luăm un motor de 20 CP al cărui rotor cîntărește 20 kg. Care va fi raza de girație a rotorului pentru ca motorul să poată porni într-un sfert de rotație ($q = 4$), viteza de sincronism fiind $a = 100$.

Fie $x$ maximul razei de girație. Atunci

$$A = 20x^2/981 = 2 \cdot 20 \cdot 7\,600 \cdot \pi/4 \cdot 100^3 ,$$

din care $x = 3{,}4$ cm. Dacă $a$ ar fi 50 în loc de 100 am obține $x = 9{,}7$ cm.

Vedem, prin urmare, că motoarele sincrone sînt greu de pornit contra inerției și ar fi imposibil de a porni un astfel de motor contra inerției unui volant chiar de mici dimensiuni. Numai la frecvențe foarte joase este posibil de a porni fără dispozitive speciale. La astfel de motoare este recomandabil de a întrebuința volante foarte ușoare, care trebuie, de preferință, să fie de diametru mic.

*Motoare polifazate asincrone.* Cu motoarele polifazate asincrone este posibil a obține un cuplu de pornire. Să presupunem că în loc de a aplica un curent sonic unei manivele sau unui excentric ordinar, construim un motor ca cel ilustrat în figura 49, descris mai sus.

Curenții care circulă în fiecare moment în cei trei cilindri $A$, $B$, $C$, fie:

$$i_1 = I \sin at, \qquad i_2 = I \sin(at + 2\pi/3), \qquad i_3 = I \sin(at - 2\pi/3)$$

componentele unui deplasament $\delta$.

La acești curenți vor corespunde deplasamentele date de:

$$\delta_1 = \int i_1 \mathrm{d}t = -(I/a) \cos at,$$

$$\delta_2 = -(I/a)\cos(at + 2\pi/3), \qquad \delta_3 = -(I/a)\cos(at - 2\pi/3) .$$

Vedem atunci că $\delta$ este un vector, de amplitudine $\Delta = I/a$, învîrtindu-se cu o viteză constantă în jurul unui punct fix.

Mișcarea punctului $O$, prin urmare, se face după o circumferință cu o viteză unghiulară constantă, corespunzînd vitezei sincrone.

Mișcarea centrului inelului $E$ va produce în cilindrii rotorului curenți $j_1$, $j_2$, $j_3$, ale căror valori le vom determina.

Fie $a_1$ viteza unghiulară a rotorului. Viteza relativă dintre deplasamentul $\Delta$ și pistoanele rotorului va fi $a - a_1$.

Lucrurile se vor petrece exact ca și cum am presupune rotorul fix și deplasamentul $\Delta$ învîrtindu-se cu viteza $a - a_1$.

Mișcarea sau manivela reală a punctului $O$ este $\Delta/\Omega$; $\Omega$ fiind secțiunea unui piston al statorului. Rotorul, prin urmare, este sub acțiunea unei manivele de lungime

$$r = \Delta/\Omega = I/a\Omega,$$

rotindu-se cu viteza unghiulară $a - a_1$. Sub aceste condiții curentul în fiecare cilindru al rotorului va fi de forma:

$$j_1 = - J\sin[(a - a_1)t], \quad j_2 = - J\sin[(a - a_1)t + 2\pi/3],$$
$$j_3 = - J\sin[(a - a_1)t - 2\pi/3],$$

în care $J = (I\Omega_1/\Omega)(1 - a_1/a)$, $\Omega_1$ fiind suprafața secțiunii unui piston al motorului.

Fie $M$ cuplul rezistent și $H_1$ presiunea sonomotrice în rotor. Rotorul este acționat de o manivelă fictivă $r = \Delta/\Omega$ și îl punem considera ca un generator avînd o manivelă $r$ care se învîrtește cu o viteză $a - a_1$ și dezvoltînd un cuplu $M$ între manivelă și rezistența antagonistă. Spre a găsi cuplul necesar pentru a învîrti generatorul, este suficient a cunoaște lucrul efectuat de curenții produși.

Fie $S$ coeficientul de perditanță al curentului dintr-o fază a rotorului.

Lucrul mediu efectuat pe secundă în rotor va fi dat de

$$W_1 = 3SH_1^2/2 \; {}^{*)}$$

ar pe de altă parte, cuplul $M$ înmulțit cu viteza unghiulară $a - a_1$ dă $W_1 = M(a - a_1)$. Să punem $a - a_1 = \alpha$, atunci

$$M = 3SH_1^2/2(a - a_1) = 3SH_1^2/2\alpha.$$

Dacă $J$ este curentul în rotor și $S$, $C$ perditanța și capacitatea în fiecare fază, avem în notație simbolică:

$$(J) = [S + jC\alpha]\,H_1, \qquad H_1^2 = J^2/(S^2 + C^2\alpha^2).$$

Presiunea rezultantă asupra transmițătorului, primită din partea pistoanelor statorului la un moment dat, este o forță constantă ca mărime. Această forță este proporțională cu numărul pistoanelor din stator și cu amplitudinea presiunii sonomotrice $H$ și secțiunea $\Omega$ a pistoanelor statorului.

Dacă considerăm rotorul ca avînd același număr de pistoane ca și statorul, *reacțiunea* pistoanelor rotorului asupra transmițătorului dă o altă forță rezultantă, proporțională cu numărul pistoanelor din rotor, presiunea sonomotrice $H$, din rotor și secțiunea $\Omega_1$ a pistoanelor rotorului.

Pentru a se menține transmițătorul *în plutire*, cele două forțe rezultante, datorite acțiunii pistoanelor statorului și reacțiunii pistoanelor rotorului, trebuie să fie egale, afară de cazul cînd transmițătorul este foarte greu și frecvența înaltă. Putem scrie deci $H\Omega = H_1\Omega_1$, încît $H_1^2 = J^2/(S^2 + C^2\alpha^2) = (H\Omega/\Omega_1)^2$ și $M = (3/2) \cdot SJ_1^2/2(S^2 + C^2\alpha^2)\alpha$.

De asemenea, avem

$$J_1 = \mathrm{d}\Delta_1/\mathrm{d}t,$$

$\Delta_1$ fiind deplasamentul din o fază a motorului. Dar $\Delta_1$ este o funcție periodică de o pulsație $\alpha = a - a_1$; așadar avem în notație simbolică $(J_1) = j\alpha\Delta_1$, iar pentru amplitudine $J_1 = \alpha\Delta_1$.

---

*) Energia pe secundă comunicată motorului va fi

$$Ma_1 + W_1 = Ma_1 + M(a - a_1) = Ma.$$

Expresia lui $M$ ar fi atunci

$$M = (3/2) \cdot S\alpha\Delta_1^2/(S^2 + C^2\alpha^2).$$

Valoarea maximă a lui $M$ pentru o pulsație $\alpha$ este dată de relația $S = C\alpha$, prin urmare

$$M_{max} = (3/4) \cdot \Delta_1^2/C = (3/2)CH_1^2 = (3/2)C(H\Omega/\Omega_1)^2.$$

Cuplul de pornire este $M_0 = (3/2) \cdot SH_1^2/a$, maximul fiind

$$M_{max} = (3/2) \cdot SH_1^2/\alpha,$$

încît

$$M_0/M_{max} = \alpha/a = 1 - a_1/a = s,$$

$s$ fiind *alunecarea* motorului.

Energia comunicată motorului fiind $Ma$ și energia consumată $Ma_1$, eficiența $\eta$ este dată de

$$\eta = Ma_1/Ma = 1 - (a - a_1)/a = 1 - s.$$

Astfel pentru a obține eficiențe înalte, alunecarea $s$ trebuie menținută cît mai mică posibil. De exemplu, dacă un motor este destinat a dezvolta cuplul său maxim cu o alunecare de 5%, eficiența maximă posibilă este de 95%. Cuplul de pornire ar fi de 5% din cuplul maxim; dacă se cere a se obține cuplul maxim la pornire, $S$ trebuie sporit într-un mod oarecare la valoarea $S = aC$ și imediat ce motorul a căpătat viteză, perditanța $S$ trebuie redusă la valoarea $S = (a - a_1)C = s\alpha C$, în scop de a obține cuplul maxim în vecinătatea vitezei sincrone.

*Motoare monofazate asincrone.* La motorul ilustrat în figura 41, fie $a_1$ viteza de rotație a rotorului și $I$ curentul maxim din stator.

Deplasamentul $\delta$ va fi $\delta = -(I/a)\cos at = -\Delta\cos at$, curentul în stator fiind $i = I\sin at$.

Dar deplasamentul alternativ poate fi considerat ca rezultanta a două deplasamente de jumătatea amplitudinei, învîrtindu-se în sensuri opuse cu o viteză unghiulară $a$.

Valoarea fiecărei componente va fi $(I/2a)\cos at$, pe cînd amplitudinea deplasamentelor relative va fi $I/2a$ și va corespunde cu manivele fictive de o lungime $I/2a\Omega = r$.

Curentul $J$ produs în rotor, va fi atunci suma a doi curenți datorați mișcării rotorului în raport cu cele două deplasamente rotative considerate.

Vitezele rotorului în raport cu acest două deplasamente, vor fi: $\alpha_1 = a - a_1$, $\alpha_2 = a + a_1$.

Am găsit mai sus că cuplul mediu datorit deplasamentului rotativ cu viteza unghiulară $\alpha$ la un motor asincron cu trei pistoane este

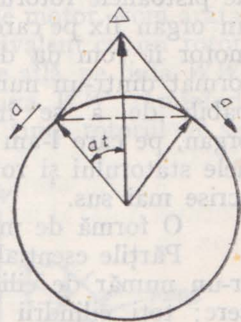


Fig. 43. — Descompunerea unei mișcări alternative în mișcări circulare de sensuri opuse.

$$M = (3/2) \cdot S\alpha\Delta_1^2/(S^2 + C^2\alpha^2).$$

Motorul considerat acum poate fi tratat ca rezultanta a două motoare asincrone, unul avînd o alunecare relativă $a - a_1$ cu un curent $J_1$ și celălalt o alunecare relativă $a + a_1$ cu un curent $J_2$, ambele motoare mișcîndu-se în sensuri opuse.

Cuplul rezultant ar fi atunci diferența

$$M = S\,\Delta^2[\alpha_1/(S^2 + C^2\alpha_1^2) - \alpha_2/(S^2 + C^2\alpha_2^2)]\,.$$

În această formulă am înmulțit cu factorul 2 în loc de 3, deoarece motorul considerat are două pistoane în loc de 3.

La pornire $\alpha_1 = \alpha = a$ și avem $M_0 = 0$. Rezultă că motorul nu poate porni singur ci va cere un impuls pentru a se pune în mișcare.

Să punem $\alpha_1 = a - a_1 = sa$, atunci $\alpha_2 = a(1 - s) + a \sim 2a$ și dacă $s$ este mic, avem

$$M = (a\Delta^2/S)[s/(1 + (Cas/S)^2) - 2/(1 + (2Ca/S)^2)]\,.$$

Cuplul este practic maxim cînd $S = Cas$ și vedem că pentru această valoare termenul al doilea din paranteză devine

$$2/(1 + 4/s^2) \sim s^2/2\,,$$

ceea ce este neglijabil.

Cuplul maxim este, așadar, aproximativ

$$M_{\max} = as\Delta^2/2S = \Delta^2/2C,$$

ceea ce este analog cu valoarea găsită pentru motoarele în trei faze, avînd factorul 2 în loc de 3 ca multiplicator al cuplului $M_1 = \Delta^2/4C$, datorită unei singure faze din rotor.

*Motoare cu colector.* Motoarele descrise mai sus dezvoltă un cuplu de pornire comparativ mic, care poate fi sporit numai prin dispozitive care implică o pierdere de energie. Asemenea motoare nu sînt apte pentru cazuri în care se cere o viteză variabilă fără pierdere de putere. În scopul, așadar, de a obține cupluri de pornire mari este necesar a întrebuința o construcție diferită.

Trăsătura caracteristică a acestui tip de motor este că curenții produși de pistoanele rotorului sînt colectați și distribuiți în mod potrivit de către un organ fix pe care-l vom numi colector sau distribuitor. Acestui tip de motor îi vom da denumirea generică de *motoare cu colector*. Rotorul este format dintr-un număr de cilindri uniform spațiați purtînd pistoane și capabili de a se învîrti în jurul colectorului fix sau distribuitorului. Un organ, pe care l-am numit mai sus transmițător, este interpus între pistoanele statorului și rotor ca și în variatele tipuri de motoare asincrone descrise mai sus.

O formă de motor cu colector este arătată în figura 44.

Părțile esențiale sînt arătate în linii pline. Rotorul $R$ este format dintr-un număr de cilindri purtînd pistoane $P$ dispuse uniform în jurul unui cerc; toți cilindrii comunică cu un spațiu cilindric împărțit prin o diafragmă $T$ în două părți egale $a$, $b$. Diagrama $T$ este concentrică cu rotorul și permite acestuia să se învîrtească liber astfel ca cilindrii rotorului să fie puși succesiv în comunicație cu două compartimente $a$, $b$. Cele două compartimente $a$, $b$, sînt prelungite în afară de rotor prin două țevi de ieșire fixe pe care le vom desemna, de asemenea, prin literele $a$, $b$.

Statorul cuprinde doi cilindri pe axa XX, avînd ieșirile $A$ și $B$. În jurul rotorului se găsește un inel $E$ în contact cu pistoanele $P$ ale rotorului prin legături alunecătoare potrivite. Cu ajutorul inelului $E$ putem imprima tuturor pistoanelor rotorului un anumit deplasament printr-un al doilea inel $D$ acționat de pistoanele statorului și acționînd inelul $E$ printr-un lagăr cu bile sau oricare alt dispozitiv potrivit în contra frecării.

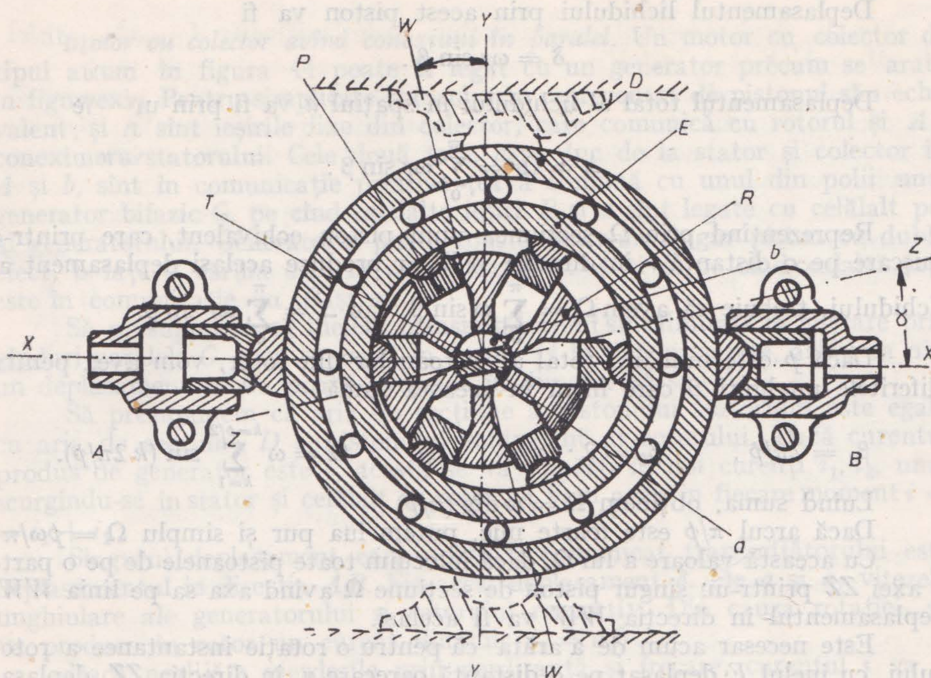



Fig. 44. — Motor sonic cu colector.

Dacă o mișcare alternativă este comunicată de stator inelului $D$, această mișcare va avea ca consecință producția unor curenți în cilindrii rotorului și acești curenți pot fi colectați la ieșirile $a$ și $b$, ale rotorului.

Înainte de a trece la studiul teoretic al acestui tip de motor, vom arăta că rotorul cu un număr de pistoane, ca în figură, este echivalent cu un rotor cu două pistoane de o anumită secțiune $\Omega$ ale căror axe se află pe linia $WW$ perpendiculară pe linia $ZZ$ din planul diagragmei $T$, axa $WW$ rămînînd fixă în spațiu în timpul deplasării inelului $E$; în același timp rotorul $R$ se învîrtește în jurul centrului diafragmei fixe $T$, care conicide cu centrul statorului, punct de intersecție al liniilor $XX$ și $YY$.

Să prespunem că un deplasament oarecare a avut loc într-o direcție anumită prin inelul $E$. Acest deplasament va fi rezultanta unui număr de deplasamente elementare în direcția diferitelor pistoane ale rotorului. Să presupunem că inelul $E$, figura 45, se mișcă pe o distanță $r$ în direcția $WW$ și fie $\beta$ unghiul dintre axa unuia din pistoane și $ZZ$.

Componența mișcării pistonului considerat în direcția $\beta$ va fi $r \sin\beta$. Fie $\omega$ secțiunea pistonului.

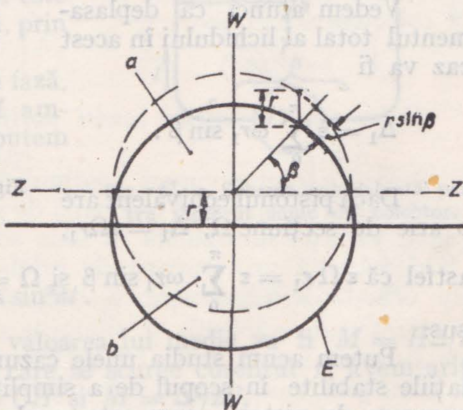



Fig. 45. — Deplasamentul inelului $E$ în direcția $W$.

Deplasamentul lichidului prin acest piston va fi

$$\delta = \omega r \sin \beta .$$

Deplasamentul total al lichidului în spațiul *a* va fi prin urmare

$$\Delta = \Omega r = \sum_{0}^{\pi} \omega r \sin \beta .$$

Reprezentînd prin $\Omega$ secțiunea unui piston echivalent, care printr-o mișcare pe o distanță $r$ în direcția $WW$ ar produce același deplasament al lichidului, trebuie să avem $\Omega = \sum_{0}^{\pi} \omega \sin \beta$, sau $\Delta = \sum_{0}^{\pi} \omega r \sin \beta$.

Dacă $p$ este numărul total al pistoanelor din rotor, vom avea pentru diferitele unghiuri $\beta$ care intră în această sumă

$$\beta_1 = 2\pi/p , \qquad \beta_2 = 2 \cdot 2\pi/p \qquad \text{și} \qquad \Omega = \omega \sum_{k=1}^{k=p/2} \sin (k\, 2\pi/p).$$

Luînd suma, obținem $\Omega = \omega \operatorname{ctg} (\pi/p)$.

Dacă arcul $\pi/p$ este foarte mic, putem lua pur și simplu $\Omega = p\omega/\pi$.

Cu această valoare a lui $\Omega$, dacă înlocuim toate pistoanele de pe o parte a axei $ZZ$ printr-un singur piston de secțiune $\Omega$ avînd axa sa pe linia $WW$, deplasamentul în direcția $WW$ va fi același.

Este necesar acum de a arăta că pentru o rotație instantanee a rotorului, cu inelul $E$ deplasat pe o distanță oarecare $r$, în direcția $ZZ$, deplasamentul lichidului este încă același în ambele sisteme.

Referindu-ne la figura 46 pentru pistonul a cărui axă este înclinată cu un unghi $\beta$ față de axa $ZZ$, variația deplasamentului datorit rotației rotorului va fi

$$\delta_1 = \omega r_1 [\cos \beta - \cos (\beta + \varepsilon)] =$$

$$= \varepsilon \omega r_1 \sin \beta ,$$

$\varepsilon$ fiind unghiul instantaneu de rotație.

Vedem atunci că deplasamentul total al lichidului în acest caz va fi

$$\Delta_1 = \varepsilon \sum_{0}^{\pi} \omega r_1 \sin \beta .$$

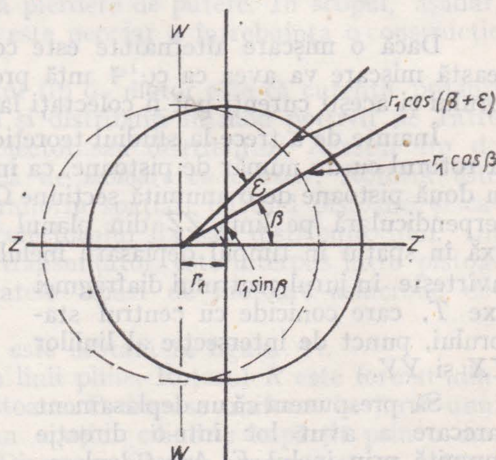


Fig. 46. — Deplasamentul pistonului situat la unghi $\beta$ față de axa $ZZ$.

Dacă pistonul echivalent are o arie de secțiune $\Omega$, $\Delta_1 = \varepsilon \Omega r_1$, astfel că $\varepsilon \Omega r_1 = \varepsilon \sum_{0}^{\pi} \omega r_1 \sin \beta$ și $\Omega = \sum_{0}^{\pi} \omega \sin \beta$, aceeași relație obținută mai sus.

Putem acum studia unele cazuri de motoare cu colector, utilizînd relațiile stabilite în scopul de a simplifica analiza prin înlocuirea unui sistem oarecare de pistone, cum este acela ilustrat în figura 44, printr-un singur piston echivalent.

*Motor cu colector avînd conexiuni în paralel.* Un motor cu colector de tipul arătat în figura 44 poate fi legat cu un generator precum se arată în figura 47. Pentru simplitate rotorul este reprezentat de pistonul său echivalent; *a*, *b* sînt ieșirile fixe din colector, care comunică cu rotorul și *AB* conexiunile statorului. Cele două țevi, care duc de la stator și colector în *A* și *b*, sînt în comunicație printr-o țeavă comună cu unul din polii unui generator bifazic *G*, pe cînd celelalte ieșiri *B* și *a* sînt legate cu celălalt pol al generatorului. Generatorul poate consta dintr-un singur piston cu dublu efect, o față a căruia este în comunicație cu *A* și *b*, pe cînd cealaltă față este în comunicație cu *B* și *a*.

Să presupunem că inelele transmițătorului sînt limitate în mișcare prin ghiduri paralele *G*, cum se arată în figura 44 în linii punctate, astfel ca nici un deplasament să nu poată avea loc în direcția *ab* sau *ba*.

Să presupunem că aria de secțiune a pistonului statorului este egală cu aria de secțiune *D* a pistonului echivalent al rotorului. Dacă curentul produs de generator este $i$, acesta se va împărți în doi curenți $i_1$, $i_2$, unul scurgîndu-se în stator și celălalt în rotor, și vom avea în fiecare moment $i = i_1 + i_2$.

Singurul deplasament care poate fi comunicat transmițătorului este deplasamentul în direcția *AB*. Fie acest deplasament $\delta$. Fie $a$ și $a_1$ vitezele unghiulare ale generatorului și rotorului respectiv. Din cauza rotației, se va produce în rotor un curent dinamic $i_2 = a_1\delta$.

Dacă neglijăm pierderile prin perditanță și frecare, curentul $i$ va fi în cuadratură cu presiunea sonomotrice $H$; și deoarece curentul $i_1$ este, de asemenea, în cvadratură cu deplasamentul $\delta$, urmează că $\delta$ și $H$ sînt în fază. Deoarece $\delta$ este o funcție periodică de $a$ și cunoaștem că $i_1 = \mathrm{d}\delta/\mathrm{d}t$ putem scrie în notație simbolică $(I_1) = ja\Delta$, în care $\Delta$ este amplitudinea deplasamentului $\delta$.

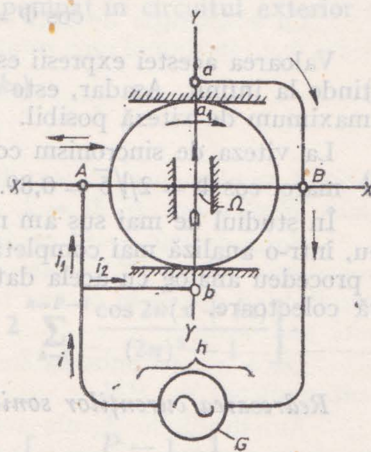


Fig. 47. — Schema echivalentă pentru motorul sonic cu colector.

Avem atunci în notație simbolică

$$(I) = (I_1) + (I_2)\,, \qquad (I) = ja\Delta + a_1\Delta$$

și pentru amplitudinea $I$ a curentului la generator $I^2 = \Delta^2(a_1^2 + a^2)$, astfel încît $\Delta = 1/\sqrt{a_1^2 + a^2}$. Lucrul efectuat de rotor este $Ma_1 = hi_2 = a_1\delta h$. Cuplul instantaneu, prin urmare, este $M = \delta h$.

Am găsit mai sus că $\delta$ și $h$ sînt în fază, astfel că dacă însemnăm prin $\Delta$ și $H$ amplitudinile acestor două cantități, putem pune

$$h = H \sin at, \qquad \delta = \Delta \sin at$$

și vom avea

$$M = H\Delta \sin^2 at\,.$$

Cuplul, prin urmare, pulsează și valoarea lui medie va fi $M = H\Delta/2$.

Fie $C$ capacitatea din circuit în care se scurge curentul $i$; avem aritmetic $I_1 = aCH = a\Delta$, astfel că $\Delta = CH$ și $M = \Delta^2/2C$.

Substituind lui $\Delta$ valoarea găsită mai sus, obținem

$$M = I^2/2(a^2 + a_1^2)C\,.$$

Fie $\Delta_0$, deplasamentul generatorului; avem aritmetic $I = a\Delta_0$, astfel încît $M = \Delta_0^2/2C[1 + (a_1^2/a)^2]$.

Vedem că cuplul este un maximum cînd $a_1$ = zero, adică la pornire. Dacă alegem pentru viteza normală $a_1 = 2a$, adică rotorul funcționează cu o viteză dublă acelei sincrone, cuplul de pornire va fi de cinci ori mai mare ca cuplul normal.

Vedem, așadar, că acest tip de motor este potrivit pentru scopuri de tracțiune și cazuri în care se cere o autoreglare a puterii.

Putem găsi presiunea sonomotrice precum urmează

$$\Delta^2 = I^2/(a^2 + a_1^2).$$

Deoarece $I = a\Delta_0$, avem $\Delta = \Delta_0/\sqrt{1 + (a_1/a)^2}$ și mai departe $H = \Delta/C = \Delta_0/C\sqrt{1 + (a_1/a)^2}$.

Vedem atunci că $H$ este, de asemenea, maximum la pornire și descrește cînd viteza crește. Puterea mecanică va fi

$$W = Ma_1 = a_1\Delta_0^2/2C[1 + (a_1/a)^2],$$

care are un maximum pentru valoarea lui $a_2$ la care expresia $1/a_1 + a_1/a_2$ este un minimum. Aceasta se întîmplă cînd $a_1 = a$ adică la viteza de sincronism.

Dacă $\cos\Phi$ reprezintă factorul de putere, avem

$$(HI/2)\cos\Phi = W$$

și

$$\cos\Phi = a_1/\sqrt{a_1^2 + a^2}.$$

Valoarea acestei expresii este zero la pornire și tinde spre unitate cînd $a_1$ tinde la infinit. Așadar, este avantajos de a face să funcționeze motorul la maximum de viteză posibil.

La viteza de sincronism $\cos\Phi = 1/\sqrt{2} = 0{,}71$, la o viteză de două ori mai mare $\cos\Phi = 2/\sqrt{5} = 0{,}89$.

În studiul de mai sus am neglijat perditanțele, de care însă nu e deloc greu, într-o analiză mai completă, de a ține seama; este suficient de a urma un procedeu analog cu acela dat mai sus pentru cazul motoarelor asincrone fără colectoare.

*Redresarea curenților sonici polifazați*

Pentru a obține curent continuu de la un generator sonic cu $P$ faze, se montează la fiecare fază o supapă de admisie și una de refulare iar în acest fel, la o variație sinusoidală în linia sonică, o anumită cantitate de lichid va fi descărcată prin supapa de refulare atunci cînd fluidul are presiune mare, urmată de o încărcare cu fluid a liniei în intervalul de sucțiune.

Dacă toate admisiile și refulările sînt legate la un circuit unic cu admisie și retur, atunci se stabilește un debit unidirecțional de fluid. Acesta este principiul unei pompe hidraulice obișnuite. Curgerea nu este continuă ci intermitentă, pentru fiecare rotație a excentricului pompei se furnizează un impuls de presiune și unul de sucțiune în circuitul unidirecțional de curent continuu.

O asemenea pompă poate fi considerată ca un generator sonic monofazat producînd un curent sonic $i = I \cdot \sin at$ [cm³/s], $I$ fiind amplitudinea, $a$ — viteza unghiulară de rotaţie a excentricului sau pulsaţia, în radiani/s, şi $t$ — timpul, în secunde.

Dacă acest generator este polifazat şi fiecare fază are supape de admisie şi refulare conectate la un circuit de curent continuu, aşa cum s-a descris mai sus, numărul impulsurilor, pentru fiecare rotaţie a excentricului (manivelei), va fi $P$ (numărul de faze).

În mod obişnuit fazele sînt egal distribuite în jurul centrului de rotaţie al excentricului astfel că cele $P$ impulsuri rezultate sînt, de asemenea, uniform distribuite în timp.

Considerînd ca variabilă $x = at$, suma curenţilor cumulaţi injectaţi din fiecare fază în circuitul de curent continuu poate fi calculată astfel:

Presupunînd că debitul unei faze urmăreşte deplasarea pistonului generatorului, atunci o jumătate din perioada de revoluţie a excentricului supapa de refulare este deschisă, iar în celalaltă semiperioadă este închisă. Curentul în timpul unei rotaţii complete poate fi exprimat printr-o curbă Fourier discontinuă

$$\mathcal{I} = I\, f(x),$$

în care

$$f(x) = \frac{\sin x}{2} + \frac{1}{\pi}\left[1 - 2\sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos 2nx}{(2n)^2 - 1}\right],$$

$n$ fiind numerele întregi de la 1 la infinit.

Dacă se adaugă $P - 1$ curbe ca cea reprezentată de relaţia de mai sus, şi se ia $I = 1$, curentul rezultat total pompat în circuitul exterior va fi exprimat de

$$Y = \sum_{k=0}^{k=P-1} f(x + k\varepsilon), \tag{4}$$

în care

$$\varepsilon = 2\pi/P \tag{5}$$

este unghiul între două faze consecutive.

Din (4) se obţine

$$Y = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{k=P-1} \sin(x + k\varepsilon) + \frac{1}{\pi}\left[P - 2 \sum_{k=0}^{k=P-1} \frac{\cos 2n(x + k\varepsilon)}{(2n)^2 - 1}\right].$$

Se ştie că

$$\sum_{k=0}^{P-1} \sin(x + k\varepsilon) = \frac{\sin(P\varepsilon/2)}{\sin(\varepsilon/2)} \cdot \sin\left[x + \frac{P-1}{2}\varepsilon\right]. \tag{6}$$

Valoarea

$$\sin(P\varepsilon/2) = \sin \pi = 0 \quad \text{deci} \quad \sum_{k=0}^{P-1} \sin(x + k\varepsilon) = 0$$

şi se obţine

$$Y = \frac{1}{\pi}\left[P - 2 \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{k=0}^{P-1} \frac{\cos 2n(x + k\varepsilon)}{(2n)^2 - 1}\right]. \tag{6'}$$

Pentru fiecare armonică de ordinul $n$ se poate scrie

$$\sum_{k=0}^{P-1} \cos[2n(x + k\varepsilon)] = \frac{\sin 2n(P\varepsilon/2)}{\sin 2n(\varepsilon/2)} \cdot \cos\left[2n\left(x + \frac{P-1}{2}\varepsilon\right)\right]. \quad (7)$$

Această expresie este egală cu zero pentru toate valorile lui $n$ cu excepția acelora pentru care $n\varepsilon = M\pi$, $M$ întreg.

Aceasta determină condiția

$$n = PM/2. \quad (8)$$

Cînd această condiție este îndeplinită, relația (7) devine

$$\sum_{k=0}^{P-1} \cos[2n(x + k\varepsilon)] = P \cos[2nx + (P-1)M\pi] = P \cos PMx,$$

deoarece conform condiției (8), există

$$\frac{\sin(P\varepsilon/2) \cdot 2n}{\sin(\varepsilon/2) \cdot 2n} = \frac{\sin MP\pi}{\sin MP} = \frac{0}{0} = \pm P. \quad (9)$$

Valoarea negativă $(-P)$ corespunde unui număr par, iar valoarea pozitivă $P$ corespunde unui număr impar de faze.

Condiția (8) arată că $n$ fiind întreg, dacă $P$ este un număr par, $M$ ar putea să fie orice număr $M = 1, 2, 3, \ldots$ Totuși, dacă $P$ este impar, $M$ trebuie să fie un număr par, de exemplu $M' = 2, 4, 6, \ldots$etc.

Această regulă este echivalentă cu a spune că produsul $PM$ trebuie să fie un întreg, așa cum s-a arătat în relația (8).

Cu substituția de mai sus, curentul total injectat în circuitul de utilizare (c.c.) în timpul unei rotații a arborelui generator poate fi exprimată prin

$$Y_{\text{total}} = \frac{PI}{\pi}\left[1 \mp \sum \frac{\cos PMx}{(PM)^2 - 1}\right], \quad (10)$$

$I$ fiind amplitudinea curentului în una din faze. Factorii $M = 1, 2, 3, \ldots$ dacă $P$ este par și $M = 2, 4, 6, \ldots$dacă $P$ este impar.

Formula (10) arată că acest curent total conține două părți, una fiind constantă $Y_1 = PI/\pi$ iar cealaltă, o serie de armonici ale curentului cu amplitudini din ce în ce mai mici cu cît ordinul de multiplicare al frecvenței este mai mare.

Dacă $a$ este pulsația fundamentală a unei faze, pulsațiile armonicilor sînt multiplu de $PM$.

Amplitudinile $A_\lambda$ ale acestor armonici se obțin multiplicînd curentul continuu constant $Y_1$ cu factorul $2/[(PM)^2 - 1]$

$$A_\lambda = Y_1 \cdot 2/[(PM)^2 - 1].$$

De exemplu, armonica cea mai mică pentru o instalație trifazată $P = 3$ corespunde numărului $M = 2$, din cauză că $P = 3$ este impar. Multiplul de frecvență va fi $3M = 6$ ori fundamentala și amplitudinea

$$A_{\lambda=2} = Y_1 \cdot (2/35) = 0{,}065\, I. \quad (11)$$

Pentru o instalație cu 4 faze $P = 4$, cea mai mică armonică corespunde la $M = 1$, deoarece $P = 4$ este un număr par.

Amplitudinea acestei armonici va fi

$$A_{\lambda=1} = I \cdot (4/\pi) \cdot (2/15) = 0{,}17\ I,$$

adică mai mult decît de 3 ori valoarea de la mașina trifazată.

Multiplul de frecvență a primei armonici a unei mașini cu 4 faze va fi $P\lambda = 4 \times 1 = 4$ ori fundamentala.

Numărul de rang $n$ al armonicilor, care apare în relațiile (6) și (7), nu semnifică că există oarmonică în acel loc. Singurele locuri în seria de numere întregi $n = 1, 2, 3$, unde asemenea armonici există, sînt determinate numai de relația (8)

$$n = N = PM/2 = \text{întreg}.$$

Astfel pentru o mașină trifazată, nu există armonici cu excepția rangurilor 3, 6, 9 etc., iar pentru o mașină cu 4 faze, numai pentru $n = 2, 4, 6$ etc.

Pentru 5 faze, rangurile armonicilor date de condiția (8) sînt $n = 5, 10, 15$ etc.

Formula (10) de posibilitatea de a calcula efectele combinate ale frecvențelor fundamentale și armonicele datorate redresării.

CAPITOLUL VIII

# TEORIA CIOCANELOR MECANICE

Dacă avem o greutate ţinută între două resorturi sub influenţa unei forţe periodice de-a lungul axei resorturilor, greutatea va începe să oscileze după o anumită lege. Dacă, aşadar, dimensiunile relative ale resorturilor şi greutăţii sînt astfel alese, încît *perioada naturală de vibraţie* a greutăţii (lăsată liberă a oscila după ce forţa periodică a încetat de a lucra) coincide cu perioada forţei imprimate, sistemul format de greutate şi resorturi se numeşte un *rezonator*.

Teoretic, un astfel de rezonator este capabil de a mări amplitudinea oscilaţiilor lui pînă la infinit, dacă nu este frecare. Dacă există frecare, totuşi, aceasta limitează amplitudinea la o anumită valoare. Să presupunem acum că în loc de a consuma energia în frecare, ea este risipită într-un număr de lovituri, precum se întîmplă, de exemplu, dacă greutatea este oprită în cursa ei de către un obstacol la fiecare lovitură, astfel ca amplitudinea mişcării să fie limitată. În acest caz o descărcare de energie va avea loc brusc la fiecare percusiune. Se vede imediat că energia percusiunii depinde de viteza greutăţii în momentul loviturii şi este proporţională cu masa şi pătratul acestei viteze. Este evident mai departe că cea mai puternică lovitură va fi obţinută atunci cînd rezonatorul este astfel construit încît viteza izbirii să fie maximă.

Se poate arăta matematic că, dacă forţa periodică care lucrează asupra greutăţii este datorită unei serii de unde longitudinale, circulînd într-o conductă şi lucrînd asupra unui piston legat de o greutate, condiţia, care dă maximul percusiunii va fi ca greutatea să fie în echilibru în contact cu obstacolul de izbit, sub presiunea exercitată de resorturi şi presiunea medie din conductă.

O altă condiţie necesară pentru maximul de percusiune este aceea ca resorturile să fie astfel proiectate, ca sistemul să fie un rezonator pentru periodicitatea particulară a liniei. Din aceste două condiţii se poate calcula imediat mărimea relativă a resorturilor rezonatorului. Dacă în loc de a realiza rezonatorul pentru maximul de percusiune, mărim amplitudinea mişcării rezonatorului prin îndepărtarea obstacolului, energia loviturii descreşte continuu pînă dispare complet, atunci cînd s-a atins amplitudinea, la care orice mărire mai departe este împiedicată de frecarea interioară a rezonatorului. Vom defini amplitudinea maximă a percusiunii ca *amplitudine optimă*. Dacă vom micşora amplitudinea sub valoarea aceasta, energia percusiunii se va micşora din nou pînă cînd va dispărea, evident în momentul cînd amplitudinea va deveni zero, căci greutatea va fi atunci în repaus.

În aplicaţiile industriale ale rezonatoarelor, cînd se cere ca o unealtă să dea maximul de percusie sau de putere percutantă cu un minim de greutate, condiţia de mai sus a amplitudinii optime îndeplineşte această cerinţă.

Există totuşi în practică cazuri, cînd se cere să se construiască, de exemplu, un ciocan greu de o cursă sau amplitudine foarte mare, dar destinat a da lovituri uşoare. În acest caz rezultatul dorit se poate obţine prin oprirea masei rezonatorului mai aproape de amplitudinea maximă iar nu la amplitudinea optimă.

Trebuie observat că dacă rezonatorul descarcă energia sa prin lovituri succesive, precum s-a descris mai sus, curba reprezentînd viteza sau curentul la pistonul rezonatorului, nu este o curbă continuă ci este discontinuă, deoarece în momentul lovirii viteza trece brusc de la o valoare finită la zero. Această discontinuitate a curentului se poate denumi *deformaţia* curentului furnizat rezonatorului.

Se poate vedea că deformaţia este mai pronunţată pentru condiţiile amplitudinii optime şi dispare cînd se atinge amplitudinea maximă. În ultimul caz, curba vitezei curentului este o curbă armonică perfectă. Astfel termenul *deformaţie* indică abaterea, în formă, a curbei curentului de la curba armonică perfectă. Vedem că pentru a obţine o deformaţie neglijabilă a curentului trebuie adoptată în rezonator o amplitudine vecină de amplitudinea maximă.

Efectul formei nearmonice a curentului, dată de un ciocan, este de a introduce armonice superioare în conducta de transmisie. În cazul în care avem diferite mici unelte acţionate printr-o linie de transmisie principală, aceste deformaţii nu cauzează dificultăţi, dar în cazul rezonatoarelor grele, precum ciocanele de forje, deformaţia curentului poate provoca turburări în funcţionarea altor unelte, acţionate simultan prin aceiaşi linie de transmisie. În general uneltele mici cu caracter portativ pot fi proiectate pentru a da *maximul de lucru cu minimul de greutate*, lucrînd astfel cu amplitudinea optimă. Ciocanele de forjă sau instrumentele grele similare pot fi proiectate pentru a da o *deformaţie mică a curentului*. Calculele privitoare la descărcarea energiei în formă de percusiuni sînt aplicabile, de asemenea, la cazurile în care energia se descarcă în orice alt mod nesimetric, de exemplu în cazul unei pompe de apă cu simplu efect. În asemenea cazuri se cer alte condiţii decît amplitudinea optimă.

Vom studia mai întîi cazul în care energia se descarcă în lovituri, ca un caz limită. Celelalte cazuri sînt intermediare între acesta şi un al doilea caz limită în care energia este furnizată uniform ca într-un organ de fricţiune ordinar.

Vom vedea că, chiar în cazul limită al unui ciocan care dă percusiuni puternice, putem simplifica considerabil calculul energiei furnizate în cazul amplitudinii optime prin ipoteza că nu se întîmplă nici o deformaţie şi că curentul este perfect armonic, avînd presiunea sonomotrice şi intensitatea în fază. În cazul ciocanelor de al doilea tip — adică cu mică deformaţie a curentului — putem aplica analiza simbolică şi cazul corespunde iarăşi cu acela al presiunii sonomotrice în fază cu curentul.

Am văzut că dacă un corp, al cărui coeficient de inerţie este $L$ şi capacitatea $C$, este plasat într-o coloană lichidă, care pulsează sub o presiune sonomotrice $h$, avem

$$h = L\mathrm{d}i/\mathrm{d}t + (1/C)\int i\mathrm{d}t = L\mathrm{d}i/\mathrm{d}t + (\Omega/C)y, \tag{1}$$

în care $\Omega$ este secţiunea pistonului rezonatorului şi $y$ distanţa parcursă de piston.

Să punem $at = x$, atunci avem pentru o presiune sonomotrice armonică $h = H \sin(x + \Phi)$.

Diferențiind relația (1) în raport cu $x$, obținem

$$i + LCa^2(\mathrm{d}^2 i/\mathrm{d}x^2) = aC\mathrm{d}h/\mathrm{d}t = aCH \cos(x + \Phi)$$

și deoarece $L$ și $C$ sînt în rezonanță

$$LCa^2 = 1, i + (\mathrm{d}^2 i/\mathrm{d}x^2) = aCH \cos(x + \Phi). \quad (2)$$

Dacă presupunem $i_0 = 0$, cînd $x = 0$, soluția ecuației este

$$i = \mathrm{A} \sin x + Bx \sin(x + \Phi). \quad (3)$$

Luînd ca origine a timpului momentul în care $i = 0$ și $y = 0$, ecuația (1) dă

$$h_0 = L(\mathrm{d}i/\mathrm{d}t)_0 = La(\mathrm{d}i/\mathrm{d}x)_0.$$

Diferențiind relația (3) și substituind, obținem

$$A = (H/2)Ca \sin \Phi, \quad B = HCa/2,$$

în final

$$i = (1/2)aCH [\sin x \sin \Phi + x \sin(x + \Phi)], \quad (4)$$

iar fiindcă $\Omega y = (1/a)\int i\mathrm{d}x$, obținem

$$y = (CH/2\Omega) [\sin x \cos \Phi - x \cos(x + \Phi)]. \quad (5)$$

Energia înmagazinată în orice moment va fi

$$U = \int hi \, \mathrm{d}t = Li^2/2 + (\Omega/C) \int yi \, \mathrm{d}t,$$

dar deoarece

$$\int i \, \mathrm{d}t = \Omega y,$$

obținem

$$U = Li^2/2 + \Omega y/2C + \mathrm{K},$$

K fiind o constantă.

Să presupunem că $U$ este zero cînd $i = 0$ și $y = 0$, atunci

$$U = (1/2) (Li^2 + (\Omega^2/C) y^2),$$

substituind pe $i$ și $y$, obținem

$$U = (1/8)CH^2[x^2 + \sin x - 2x \sin x \cos(x + 2\Phi)] \quad (6)$$

a cărei valoare este independentă de $\Phi$ în orice moment dat de $x = \mathrm{k}\pi$.

Rezultă că energia absorbită de un rezonator este proporțională cu pătratul timpului.

Energia medie la un moment dat va fi

$$U = (1/8) Ca^2H^2t^2 = H^2t^2/8L. \quad (7)$$

Vedem, prin urmare, că un rezonator este un acumulator de energie de o eficiență foarte ridicată.

Puterea mecanică în orice moment este dată de

$$dU/dt = H^2t/4L\,. \tag{8}$$

Dacă momentul considerat este la un interval destul de lung de timp de la începerea oscilațiilor rezonatorului, formulele (4) și (5) pot fi simplificate prin neglijarea primilor termeni din paranteză, și avem aproximativ

$$i = (1/2)\,aCHx \sin(x + \Phi)\,, \qquad y = -\,(CH/2\Omega)x \cos(x + \Phi)$$

iar energia înmagazinată este dată de

$$U = (CH^2/8)x^2\,. \tag{9}$$

Dacă scriem expresia lui $i$ în forma

$$i = I \sin(x + \Phi)\,,$$

în care $I$ este amplitudinea lui $i$ la un moment dat, avem

$$I = (aCH/2) \cdot x$$

și substituind în expresia lui $U$, obținem $U = I^2/2a^2C$.

Reamintind că $LCa^2 = 1$, obținem

$$U = LI^2/2\,. \tag{10}$$

Această formulă arată că energia înmagazinată într-un rezonator este egală cu maximul energiei cinetice a masei care formează rezonatorul. În analiza de mai sus am neglijat fricțiunea în circuit. Dacă rezonatorul este întrebuințat în legătură cu o mașină, care efectuează lucru mecanic, sau dacă există fricțiune în circuit, condițiile diferă puțin.

Dacă, coeficientul de fricțiune este $R$, presiunea sonomotrice este dată de ecuația

$$h = Ri + L\,di/dt + (1/C)\int i\,dt\,. \tag{11}$$

Dacă $h$ este o funcție armonică de forma $h = H \sin at$, ecuația dă prin diferențiere

$$L\,d^2i/dt^2 + R\,di/dt + i/C = Ha \cos at\,.$$

Punînd $x = at$ și multiplicînd cu $C$, obținem

$$LCa^2\,(d^2i/dx^2) + RCa(di/dx) + i = CHa \cos x\,.$$

Dacă avem condiția de rezonanță $LCa^2 = 1$, ecuația devine

$$d^2i/dx^2 + RCa\,di/dx + i = CHa \cos x\,.$$

Soluția acestei ecuații este

$$i = Ae^{-\beta x} \cos(x + \psi) + (H/R) \sin x$$

supusă condiției ca $\beta = RCa/2 = R/2aL$ să fie foarte mică față de unitate, precum este în general cazul la problemele practice.

*Oscilații libere.* Să presupunem că presiunea sonomotrice este zero și că voim ca rezonatorul să *oscileze liber*; atunci, dacă $I$ este amplitudinea curentului în momentul $t$ și $I_0$ amplitudinea curentului cînd $t = 0$, avem

$$I_t = I_0 \exp[-(R/2L)t]. \tag{12}$$

Vedem că amplitudinea descreşte treptat cu timpul, şi formula mai arată că se surge un timp infinit înainte de a se opri oscilaţiile, adică înainte ca $I_t = 0$. În practică un rezonator pus în oscilaţie se opreşte după un timp finit, datorită faptului că legea reală a fricţiunii diferă puţin de aceea presupusă în analiza dată mai sus.

*Decrement.* Variaţiunea $\Delta I$ a amplutidinei $I$ într-o perioadă de timp $\Delta t = T$ este dată de

$$\Delta I = -(R/2L)I_0 \exp(-(R/2L)t)\, \Delta t = -(RT/2L)I\,.$$

Reamintim că, $n$ fiind numărul perioadelor pe secundă, avem $nT = 1$, obţinem $\Delta I/I = -R/2nL$.

Această cantitate vom denumi-o *decrementul rezonatorului*.

El se va însemna cu $u$, astfel încît avem

$$u = R/2nL\,.$$

Aşadar, dacă măsurăm timpul prin numărul perioadelor, punînd $t = mT = m/n$, putem găsi numărul perioadelor $m$ la care o amplitudine dată este atinsă.

Dacă considerăm că amplitudinea este neglijabilă cînd $I$ scade la a suta parte a valorii sale iniţiale, relaţia

$$\log(I_t/I_0) = -(R/2L)t\,,$$

dă

$$4{,}6 = (R/2L)t = Rm/2nL = um$$

şi avem $m = 4{,}6/\delta$.

De exemplu, dacă un rezonator are un decrement $\delta = 0{,}1$, numărul perioadelor înainte de stingerea oscilaţiei ar fi $m = 4{,}6/0{,}1 = 46$ şi dacă frecvenţa este de exemplu 23 pe secundă, timpul scurs ar fi

$$t = m/n = 46/23 = 2\ \text{s}.$$

*Cazul oscilaţiilor continui de amplitudine maximă.* Studiul matematic al rezonatoarelor, ţinînd seama de fricţiune sau perditanţă, se poate simplifica prin întrebuinţarea notaţiei simbolice.

Forma simbolică a ecuaţiei generale (11) este

$$H = RI + \mathrm{j}(La - 1/Ca)I\,.$$

Dacă, aşadar, $La - 1/Ca = 0$, avem simplu

$$H = RI\,. \tag{13}$$

Energia furnizată rezonatorului este întrebuinţată mai întîi la pornirea şi accelerarea treptată a mişcării pînă cînd amplitudinea curentului atinge valoarea maximă dată de ecuaţia (13). Presiunea sonomotrice $H$ şi curentul $I$ sînt atunci în fază şi puterea mecanică furnizată este

$$W = HI/2 = RI^2/2.$$

Dacă rezonatorul este legat de o unealtă care efectuează lucru de o oarecare valoare medie, putem adăuga fricţiunii $R$ o fricţiune fictivă dată de relaţia

$$R' = 2W/I^2.$$

Ecuaţia (13) devine atunci

$$H = (R + R')I = RI + 2W/I$$

şi obţinem

$$RI^2 - HI + 2W = 0,$$

din care

$$I = (H \pm \sqrt{H^2 - 8RW})/2R. \quad (14)$$

De aici rezultă în mod evident că valoarea limită ce se poate obţine pentru lucrul efectuat este $W = H^2/8R$.

În formula pentru $I$, din semnele pozitiv şi negativ trebuie să luăm numai pozitivul, deoarece pentru $W = 0$ trebuie să avem $H = RI$, precum se arată prin relaţia (14), astfel incit obţinem definitiv

$$I = H/2R + \sqrt{(H/2R)^2 - 2W/R}. \quad (15)$$

Vedem că pentru valoarea limită a lucrului efectuat, amplitudinea este redusă la jumătatea amplitudinei obţinute atunci cînd nu se efectuează nici un lucru.

În cazul în care $R$ este neglijabil, avem din (14)

$$I \sim 2W/H.$$

Am găsit că energia, înmagazinată într-un rezonator la un moment dat, este exprimată prin relaţia $U = LI^2/2$.

Să presupunem că lucrul efectuat ia forma unei *percusiuni* la finele cursei rezonatorului. Este clar că în momentul percusiunii se petrece o schimbare bruscă în energia înmagazinată, iar micşorarea energiei cinetice ar fi aproximativ

$$\Delta U = LI\Delta I, \quad (16)$$

simbolul $\Delta$ însemnînd aici variaţia lui $U$ şi $I$.

Presupunînd că această variaţie a energiei este mică în comparaţie cu $U$, energia mecanică de furnizat rezonatorului în timpul unei perioade $T$ înaintea percusiunii următoare, trebuie să fie $\Delta U = WT = W/n$ şi prin urmare din (16), obţinem $\Delta I = W/LIn$. Împărţind prin $I$, avem

$$u_1 = \Delta I/I = W/nLI^2 = W/2nU = \pi W/aU.$$

Cantitatea $u_1$ vom denumi-o *deformaţia* curentului produsă de rezonator, atunci cînd el este legat de o unealtă percutantă.

Este util de a reaminti că *deformaţia* şi *decrementul* sînt cantităţi similare şi deformaţia este identică cu decrementul rezonatorului, dacă se admite că fricţiunea $R$, care intervine în expresia pentru decrement, este datorită lucrului mijlociu efectuat de rezonator, în ipoteza că nu se furnizează lucru rezonatorului pentru a înlocui pierderea de energie.

Am văzut că decrementul are valoarea $u = R/2nL$.

Dacă înlocuim pe $R$ prin fricţiunea echivalentă $R'$, datorită lucrului efectuat de rezonator, $R' = 2W/I^2$ obţinem

$$u_1 = W/nLI^2, \quad (17)$$

care este identică cu aceea găsită mai sus. Vom întrebuinţa cuvîntul *decrement* pentru a desemna numărul $u$ datorit fricţiunii interne din rezonator

și cuvîntul *deformație* pentru a desemna numărul $u_1$ datorit lucrului efectuat de rezonator.

Deformația $u_1$ indică schimbările produse în curent prin unelte percutante sau unelte care lucrează prin impulsuri la fiecare perioadă, precum sînt ciocanele de forjă sau pompele.

*Aplicarea teoriei*

Să presupunem că avem un ciocan constînd dintr-un corp greu, legat de un piston care este menținut într-o poziție medie prin resorturi și supus, pe o față, acțiunii unui curent sonic, a cărui perioadă de pulsație este egală cu perioada naturală de vibrație a ciocanului, adică $LCa^2 = 1$.

Resorturile condensatorului trebuie să fie astfel ca presiunea medie din coloana lichidă să fie balansată. Fie $H_0$ presiunea medie; aceasta va produce o deplasare, $y_0$, a pistonului și ecuația mișcării va fi

$$H_0 + h = L\mathrm{d}i/\mathrm{d}t + (\Omega/C)(y + y_0),$$

$h$ fiind presiunea sonomotrice și $i$ curentul sonic; dar dacă presiunea medie este balansată static $H_0 = \Omega y_0/C$, astfel încît obținem

$$h = L\mathrm{d}i/\mathrm{d}t + (\Omega/C)y,$$

ceea ce este identic cu ecuația considerată mai sus și este aplicabil cazului considerat acum, cu condiția de a lua, ca origine a lui $y$ poziția pe care pistonul ciocanului o ocupă sub acțiunea presiunii medii.

Pentru a obține *maximul de efect* prin lovirea ciocanului, este necesar ca, în momentul cînd ciocanul pornește în sus din poziția lui de repaus, presiunea sonomotrice $h$ să fie negativă, pentru ca ciocanul să poată fi ridicat prin scăderea presiunii sub valoarea medie.

Acesta este cazul menționat mai sus, al unui ciocan lucrînd cu amplitudinea optimă.

În general ecuațiile găsite mai sus dau $\Phi = -\pi$. Obținem atunci $i = -(1/2)HCax \sin x$, $y = +(HC/2\Omega)(-\sin x + x \cdot \cos x)$, $h = -H \sin x$.

Valorile lui $y$ și $i$ sînt raportate în curbe, figura 48. Din aceste curbe rezultă că $y$ este un maximum cînd $x = \pi$ și dispare după un timp, dat de $\mathrm{tg}\, x = x$, adică $x = \pi + 77°25' = 4{,}49$.

Valoarea lui $i$ în acest moment, care este momentul izbirii, este $2{,}2HCa$.

Valoarea maximă a lui $y$ va fi $f = \pi HC/2\Omega$.

Energia ciocanului în momentul izbirii se obține punînd $x = \pi + 77°25'$ și $\Phi = -\pi$ în expresia lui $U$, și obținem $U = 2{,}4CH^2$.

Dacă cele două resorturi ale rezonatorului au capacități $C_1$, $C_2$ și sînt dispuse ca în figura 49, avem $1/C_1 + 1/C_2 = 1/C$.

Pe de altă parte resortul $C_1$ trebuie comprimat pe o distanță $f$ sub o presiune $H_0$. În practică $H_0$ este foarte aproape de $H$ și putem scrie $H\Omega = f\Omega^2/C_1$, din care $1/C_1 = H/f\Omega$.

Dar am găsit mai sus $\Omega f = (\pi/2)HC$, astfel că obținem $1/C_1 = (2/\pi)(1/C)$.

Dacă avem un singur resort $H_0\Omega = \Omega^2 f/C$, deci $f\Omega = H_0 C = (\pi/2)HC$ și prin urmare $H_0 = (\pi/2)H$, deci $H_0 \sim 1{,}57H$.

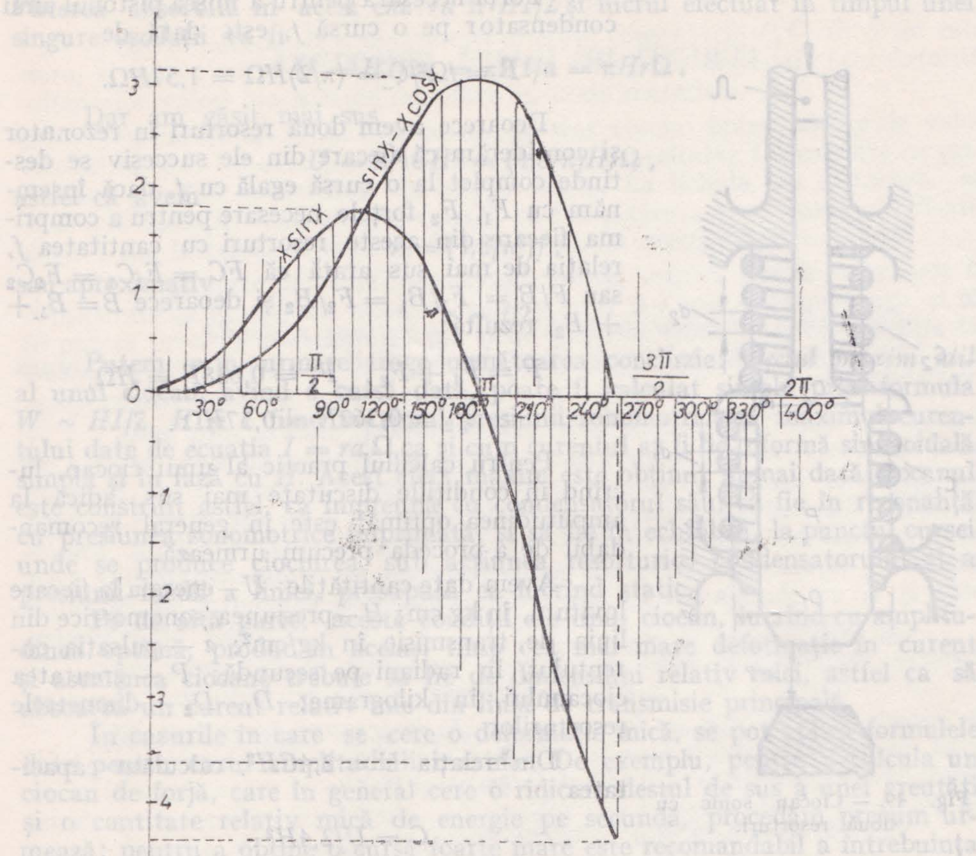



Fig. 48. — Diagramele presiunii, cursei și curentului sonic pentru ciocane sonice.

Dacă $B_1$, $B_2$ sînt volumele metalului resorturilor $B_1C_1 = B_2C_2 = BC$, astfel că $B_1 = (2/\pi)B = 0{,}638\ B$, și deoarece $B_1 + B_2 = B$, obținem

$$B_2 = (1 - 2/\pi)B = 0{,}362B.$$

Din formula (13), obținută în capitolul III pentru resorturi, avem pentru oțel

$$B = a(1/C)(f\Omega)^2 = a(\pi^2/4)H^2C.$$

Punînd $U$ în loc de 2,4 $CH^2$, obținem cu destulă exactitate pentru aplicațiile practice

$$B = aU,$$

aplicabil, de asemenea, pentru un resort.

Aceasta arată că volumul oțelului din resorturi este proporțional numai cu energia furnizată într-o lovitură și cu efortul admisibil în resorturi, dar complet independent de alte variabile.

Valoarea lui este dată în capitolul III pentru diferite eforturi admisibile în resorturi.

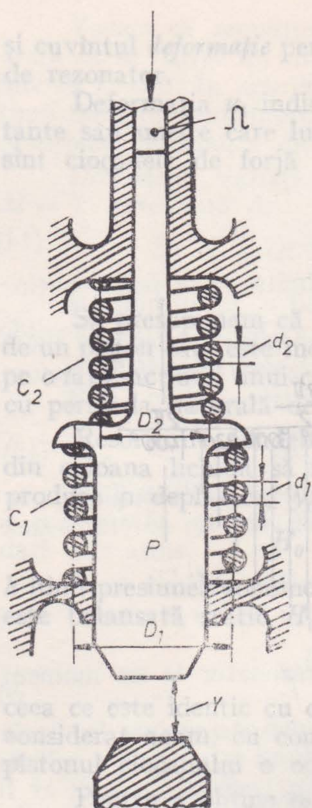



Fig. 49. — Ciocan sonic cu două resorturi.

Forța necesară pentru a mișca pistonul unui condensator pe o cursă $f$, este dată de

$$F = f\Omega^2/C_{_} = (\pi/2)H\Omega = 1{,}57H\Omega.$$

Deoarece avem două resorturi în rezonator și considerăm că fiecare din ele succesiv se destinde complet la o cursă egală cu $f$, dacă însemnăm cu $F_1$, $F_2$ forțele necesare pentru a comprima fiecare din aceste resorturi cu cantitatea $f$, relația de mai sus arată că $FC = F_1C_1 = F_2C_2$ sau $F/B = F_1/B_1 = F_2/B_2$ și deoarece $B = B_1 + B_2$, rezultă:

$$F = F_1 + F_2\,, \quad F_1 = 0{,}638F = H\Omega,$$
$$F_2 = 0{,}362F = 0{,}57H\Omega\,.$$

Pentru calculul practic al unui ciocan, lucrînd în condițiile discutate mai sus, adică la amplitudinea optimă, este în general recomandabil de a proceda precum urmează.

Avem date cantitățile: $U$—energia la fiecare lovitură, în kg cm; $H$—presiunea sonomotrice din linia de transmisie, în kg/cm$^2$; $a$ — pulsația curentului, în radiani pe secundă; $P$ — greutatea ciocanului, în kilograme; $D_1$, $D_2$ — diametrele resorturilor.

Din relația $U = 2{,}4CH^2$, calculăm capacitatea

$$C = U/2{,}4H^2\,.$$

Apoi din condiția de rezonanță $LCa^2 = 1$, obținem

$$\Omega = (a/31{,}3)\sqrt{FC}.$$

Cursa se obține atunci din relația $f = (\pi HC)/2\Omega$.

Forța maximă asupra resorturilor va fi

$$F_1 = H\Omega, \qquad F_2 = 0{,}57H\Omega$$

și volumele resorturilor vor fi

$$B_1 = a\,F_1\,f, \qquad B_2 = a\,F_2\,f\,.$$

Diametrele sîrmei celor două resorturi se calculează ușor prin formulele capitolului III

$$d_1 = \beta\sqrt[3]{F_1D_1}, \qquad d_2 = \beta\sqrt[3]{F_2D_2}\,.$$

Astfel toate elementele ciocanului sînt determinate.

*Notă.* Să considerăm că ciocanul este un receptor al cărui factor de putere este unitatea (adică avînd presiunea sonică și curentul în fază) și că curentul luat este de o formă sinusoidală, avînd o valoare maximă $I = ra\Omega$.

Puterea absorbită în acest caz va fi $HI/2$ și lucrul efectuat în timpul unei singure oscilații va fi

$$U = HI/2n = \pi HI/a = \pi Hr\Omega .$$

Dar am găsit mai sus

$$U = 2{,}4CH^2 = (4{,}8/\pi)Hf\Omega ,$$

astfel că avem

$$r = (4{,}8/\pi^2)f ,$$

sau aproximativ

$$r \sim f/2.$$

Putem prin urmare trage următoarea concluzie: *efectul maxim util* al unui ciocan, avînd o cursă dată, poate fi calculat simplu prin formula $W \sim HI/2$, $H$ și $I$ fiind maximul presiunii sonomotrice și maximul curentului date de ecuația $I = ra\,\Omega$,ca și cum curentul ar fi de o formă sinusoidală simplă și în fază cu $H$. Acest efect maxim este obținut numai dacă ciocanul este construit astfel, ca împreună cu condensatorul său, să fie în rezonanță cu presiunea sonomotrice imprimată, și să fie în echilibru, la punctul cursei unde se produce ciocnirea, sub acțiunea resorturior condensatorului și a presiunii medii a liniei, presupusă ca lucrînd static.

Pe de altă parte, aceste condiții ale unui ciocan, lucrînd cu amplitudinea optimă, produc în același timp cea mai mare deformație în curent și asemenea ciocane trebuie să fie de dimensiuni relativ mici, astfel ca să absoarbă un curent relativ mic din linia de transmisie principală.

În cazurile în care se cere o deformație mică, se pot aplica formulele date pentru cazul amplitudinii maxime. De exemplu, pentru a calcula un ciocan de forjă, care în general cere o ridicare destul de sus a unei greutăți și o cantitate relativ mică de energie pe secundă, procedăm precum urmează: pentru a obține o cursă foarte mare este recomandabil a întrebuința un rezonator, constînd dintr-o masă de ciocan de o inerție considerabilă, purtată de două resorturi sau capacități. În loc de a încerca a obține prin lovitură efectul maxim, impunem condiția ca deformația curentului care alimentează ciocanul să aibă o anumită valoare mică. Să presupunem că deformația $u_1$ și puterea mecanică $W$ de absorbit sînt date, și că presiunea sonomotrice $H$, frecvența $n$ și cursa $f$ sînt cunoscute; putem determina dimensiunile ciocanului.

Avem formulele:

$$I = 2W/H, \qquad u_1 = W/nLI^2 .$$

Astfel obținem $L = H^2/4nu_1W$.
Dar $L = P/g\omega^2$ și

$$I = fa\omega/2 = \pi nf\omega, \qquad P = 100 \cdot W/f^2n^3u_1, \qquad \omega = 2W/\pi Hnf .$$

În modul acesta greutatea ciocanului și secțiunea pistonului sînt determinate.

# CURENȚI DE ÎNALTĂ FRECVENȚĂ

*Considerarea liniilor de transmisie cu secțiune variabilă*

Luînd ecuațiile stabilite în Capitolul V, relativ la conducte cu secțiunea variabilă, avem

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{d}(H)/\mathrm{d}x &= \mathrm{j}a(L)\cdot(I) \\ \mathrm{d}(I)/\mathrm{d}x &= \mathrm{j}a(C)\cdot(H), \end{aligned}\right\}, \tag{1}$$

în care

$$(L) = L - \mathrm{j}R/a$$

și

$$(C) = C - \mathrm{j}S/a.$$

Am găsit pentru $R$, cînd $l = 1$ cm

$$R = k\gamma/g\omega.$$

Avem de asemenea $L = \gamma/g\omega$, astfel încît dacă $l = 1$, avem

$$(L) = (\gamma/g\omega)[1 - \mathrm{j}k/a].$$

Analog putem scrie $S = k_1C$, cu

$$C = \omega l/E \quad \text{și} \quad (C) = (\omega/E)[1 - \mathrm{j}k_1/a],$$

$k$ și $k_1$ sînt constante ale căror valori depind, primul de *viscozitatea* și ultimul de *histerezisul* sau plasticitatea fluidului.

Putem defini *viscozitatea* unei forme particulare oarecare a materiei prin coeficientul $R$ sau $k$, astfel ca energia pierdută prin forțele interne să fie de forma

$$W = RI^2/2 = kLI^2/2,$$

adică *o pierdere de energie cinetică.*

Perditanța poate fi definită prin coeficientul $S$ sau $k_1$, astfel ca pierderile de energie corespunzătoare să fie

$$W_1 = SH^2/2 = k_1\, CH^2/2,$$

adică *o pierdere de energie potențială.*

Trebuie notat că $k$ și $k_1$ sînt simpli coeficienți numerici, reprezentînd proporții de energie cinetică sau potențială, care se transformă în căldură sau o altă formă de energie, dispărînd astfel din curentul considerat. Ele sînt două constante, care împreună cu masa și cu coeficientul de elasticitate, definesc orice fel de materie.

O speță de materie este perfect elastică atunci cînd $S$ și $k_1$ sînt zero și este perfect fluidă cînd $R$ și $k$ sînt zero.

Pentru materialele ordinare nici una din constantele $L, C, R, S$ nu este zero, și marea varietate de proprietăți ale diferitelor materiale este datorită diferitelor valori ale acestor cantități. în acele materiale.

Trebuie observat că, constantele nu sînt absolut independente de valorile lui $H$ și $I$. De exemplu în cazul unui gaz, capacitatea $C$ descrește cu presiunea, pe cînd coeficientul de inerție crește. La lichide, de asemenea, se întîmplă variații; viscozitatea variază cu temperatura și cu curentul. Plasticitatea sau histerezisul variază, de asemenea, cu aceste mări i.

O proprietate de mare importanță, totuși, este că aceste valori pot fi considerate ca funcții ale valorilor medii a lui $H$ și $I$ sau a temperaturii, și că le putem privi ca constante în tot ciclul mișcării vibratoare, cu condiția ca frecvența să fie suficient de înaltă și amplitudinea variațiilor lui $H$ și $I$ și a temperaturii mică, în raport cu valorile lor absolute.

Putem prin urmare include solidele printre diferitele feluri de materii pe care le studiem, aplicîndu-le aceleași ecuații. În modul acesta o bară metalică sau o sîrmă sub tensiune mare și supusă la vibrații longitudinale poate fi comparată cu o coloană lichidă în vibrație longitudinală, aceleași ecuații fiind aplicabile la ambele cazuri. Vom avea astfel de considerat în bară variația *tensiunii sau compresiunii* pe unitate de suprafață, presupusă uniformă pe întinderea secțiunii transversale; ea corespunde cu $H$ și este măsurată în kg/cm$^2$.

Vom avea deci de considerat *curentul* în bară, adică viteza oricărei particule, înmulțită cu aria secțiunii transversale.

Din experiență cunoaștem că nici un metal nu este perfect elastic, și dacă supunem o bară de metal la tensiune, și apoi ridicăm tensiunea, bara nu se întoarce exact la aceiași lungime ca înainte. Această proprietate corespunde cu fenomenul *perditanței*, *plasticității* sau *histerezisului* și pierderea de curent datorită ei este reprezentată prin $SH$ ca într-o coloană lichidă.

Vom da, prin urmare, un sens mai general definițiilor: fricțiunea, reprezentată de constanta $R$, va cuprinde orice forță întîrzietoare, în fază cu curentul, datorită mișcării corpului, și perditanța, reprezentată prin constanta $S$, va include toată pierderea de mișcare în fază cu presiunea și datoria acesteia.

Cazul general al transmisiei practice de energie prin unde longitudinale va fi acela în care energia va avea de parcurs o coloană de secțiune variabilă. Să studiem acest caz mai de aproape.

Am găsit mai sus

$$(L) = (\gamma/g\omega)(1 - \mathrm{j}k/a), \ (C) = (\omega/E)(1 - \mathrm{j}k_1/a),$$

din care obținem

$$(C) \cdot (L) = (\gamma/gE)(1 - \mathrm{j}k/a)(1 - \mathrm{j}k_1/a) = (\gamma/gE)(1 - kk_1/a^2 - \mathrm{j}(k + k_1)/a).$$

Vedem atunci că produsul $(C) \cdot (L)$ este independent de aria secțiunii liniei de transmisie.

Am găsit ecuația generală

$$\mathrm{d}^2(H)/\mathrm{d}x^2 + a^2(C) \cdot (L) \cdot (H) - (1/(L)) \cdot (\mathrm{d}(L)/\mathrm{d}x) \cdot (\mathrm{d}(H)/\mathrm{d}x) = 0$$

și o ecuație analogă pentru $(I)$

$$\mathrm{d}^2(I)/\mathrm{d}x^2 + a^2(C) \cdot (L) \cdot (I) - (1/C) \cdot (\mathrm{d}(C)/\mathrm{d}x) \cdot (\mathrm{d}(I)/\mathrm{d}x) = 0.$$

Ținînd seamă de valorile lui $(L)$ și $(C)$, obținem:

$$d^2(H)/dx^2 + a^2(C)(L)(H) + (1/\omega)\cdot(d\omega/dx)\cdot(d(H)/dx) = 0,$$
$$d^2(I)/dx^2 + a^2(C)(L)(I) - (1/\omega)\cdot(d\omega/dx)\cdot(d(I)/dx) = 0.$$

Aceste ecuații sînt generale și sînt identice cu ecuațiile (23) și (24) (capitolul V), cu diferența numai că valoarea

$$(\mu_1) = a\sqrt{(C)\cdot(L)}$$

este simbolică și egală cu

$$a\sqrt{CL}\sqrt{1 - kk_1/a^2 - j(k + k_1)/a},$$

deoarece $\mu = a\sqrt{CL}$, avem atunci

$$(\mu_1) = \mu\sqrt{1 - kk_1/a^2 - j(k + k_1)/a}.$$

Pentru *frecvențe înalte* termenul $kk_1/a^2$ devine foarte mic și putem lua simplu

$$\mu_1 \sim \mu\sqrt{(1 - j(k + k_1)/a}.$$

Expresia se mai poate simplifica încă în ipoteza că frecvența este înaltă, luînd

$$\mu_1 \sim \mu(1 - j(k + k_1)/2a).$$

Să considerăm acum o conductă de formă conică; în acest caz secțiunea $\omega$ poate fi exprimată prin relația $\omega = qx^2$, unde $x$ este distanța secțiunii de la vîrful conului, $q$ fiind o constantă numerică. Relația dă

$$(1/\omega)\cdot(d\omega/dx) = 2/x$$

și ecuațiile generale devin:

$$d^2(H)/dx^2 + \mu_1^2(H) + (2/x)\cdot(d(H)/dx) = 0,$$
$$d^2(I)/dx^2 + \mu_1^2(I) - (2/x)\cdot(d(I)/dx) = 0.$$

Trebuie notat că în aceste ecuații constanta $q$ nu apare. Rezultă de aici că, dacă un număr de conducte conice sînt alimentate de la aceeași sursă, ele se pot juxtapune iar pereții lor se pot suprima. Rezultatele vor fi aceleași. Putem considera apoi un mănunchi elementar sau o „rază" vibratoare, formată de orice conductă conică fictivă, avînd unghiul de con cît voim de mic, iar pentru a studia fenomenele din orice conductă conică, nu avem decît să adunăm rezultatele obținute din considerarea tuturor razelor care constituie conul.

Să considerăm atunci, ce se întîmplă într-o astfel de rază și să punem $\alpha = \mu_1 x$.

Substituind în ecuațiile (1), obținem:

$$\left.\begin{aligned} d^2(H)/d\alpha^2 + (2/\alpha)\cdot(d(H)/d\alpha) + (H) = 0 \\ d^2(I)/d\alpha^2 - (2/\alpha)\cdot(d(I)/d\alpha) + (I) = 0 \end{aligned}\right\}. \quad (2)$$

Soluția generală a acestei ecuații este

$$\left.\begin{aligned} (H) = (1/\alpha)\,(A\cos\alpha + B\sin\alpha) \\ (I) = A_1 \mathrm{Cor}\,\alpha + B_1 \mathrm{Sir}\,\alpha \end{aligned}\right\}, \quad (3)$$

în care

$$\mathrm{Cor}\alpha = \cos\alpha + \alpha\sin\alpha,$$
$$\mathrm{Sir}\alpha = \sin\alpha - \alpha\cos\alpha.$$

Funcțiile Cor $\alpha$ și Sir $\alpha$ au proprietăți interesante, unele fiind următoarele:

$$\mathrm{Sir}^2\alpha + \mathrm{Cor}^2\alpha = 1 + \alpha^2,$$
$$\sin\alpha\,\mathrm{Cor}\alpha - \cos\alpha\,\mathrm{Sir}\alpha = \alpha,$$
$$\cos\alpha\,\mathrm{Cor}\alpha + \sin\alpha\,\mathrm{Sir}\alpha = 1.$$

De asemenea, între două variabile $\alpha$ și $\beta$, avem:

$$\sin\alpha\,\mathrm{Cor}\,\beta + \cos\alpha\,\mathrm{Sir}\,\beta = \sin(\alpha+\beta) - \beta\cos(\alpha+\beta),$$
$$\cos\alpha\,\mathrm{Cor}\,\beta - \sin\alpha\,\mathrm{Sir}\,\beta = \mathrm{Cos}(\alpha+\beta) + \beta\sin(\alpha+\beta),$$
$$\mathrm{Cor}\,\alpha\,\mathrm{Cor}\,\beta - \mathrm{Sir}\,\alpha\,\mathrm{Sir}\,\beta = \mathrm{Cor}(\alpha+\beta) - \alpha\beta\cos(\alpha+\beta),$$
$$\mathrm{Sir}\,\alpha\,\mathrm{Cor}\,\beta + \mathrm{Cor}\,\alpha\,\mathrm{Sir}\,\beta = \mathrm{Sir}(\alpha+\beta) - \alpha\beta\sin(\alpha+\beta).$$

O altă serie de proprietăți a acestor funcții:

$$\mathrm{Sir}(-\alpha) = -\mathrm{Sir}\,\alpha, \quad \mathrm{Cor}(-\alpha) = +\mathrm{Cor}\,\alpha,$$
$$(\mathrm{d}/\mathrm{d}\alpha)(\mathrm{Sir}\,\alpha) = \alpha\sin\alpha, \quad (\mathrm{d}/\mathrm{d}\alpha)(\mathrm{Cor}\alpha) = \alpha\cos\alpha,$$
$$(\mathrm{d}^2/\mathrm{d}\alpha^2)(\mathrm{Sir}\,\alpha) = \mathrm{Sir}\,\alpha + 2\alpha\cos\alpha, \quad (\mathrm{d}^2/\mathrm{d}\alpha^2)(\mathrm{Cor}\,\alpha) = \mathrm{Cor}\,\alpha - 2\alpha\sin\alpha.$$

Cantitățile $\alpha$ și $\beta$ pot fi valori numerice reale sau cantități complexe. Substituind $\alpha = \mu_1 x$ în ecuațiile (1), obținem:

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{d}(H)/\mathrm{d}\alpha &= \mathrm{j}(I)\sqrt{(L)/(C)} \\ \mathrm{d}(I)/\mathrm{d}\alpha &= \mathrm{j}(H)\sqrt{(C)/(L)} \end{aligned}\right\}. \tag{4}$$

Avem astfel de considerat cantitatea complexă $\sqrt{(C)/(L)}$ pe care o vom însemna cu $(\psi)$; vom avea apoi, înlocuind $(C)$ și $(L)$ prin valorile lor găsite mai sus,

$$(\psi) = \omega\sqrt{g/\gamma E}\cdot\sqrt{(1-\mathrm{j}k_1/a)/(1-\mathrm{j}k/a)},$$

dar am găsit mai sus că $\psi = \omega\sqrt{g/\gamma E}$, astfel că

$$(\psi) = \psi\cdot\sqrt{(1-\mathrm{j}k_1/a)/(1-\mathrm{j}k/a)}.$$

Dezvoltînd radicalul în puteri ale lui $k_1/a$ și $k/a$, obținem în cazul frecvențelor înalte, în care aceste funcții sînt foarte mici,

$$(\psi) = \psi[1 \quad \mathrm{j}(k_1 - k)/2a].$$

Valoarea $1/(\psi) = \sqrt{(L)/(C)}$, va fi dată de

$$1/(\psi) = \psi(1 + \mathrm{j}(k_1 - k)/2a).$$

Diferențiind ecuațiile (3), găsim:

$$\mathrm{d}(H)/\mathrm{d}\alpha = -(1/\alpha^2)(A\,\mathrm{Cor}\alpha + B\,\mathrm{Sir}\alpha),$$
$$\mathrm{d}(I)/\mathrm{d}\alpha = \alpha(A_1\cos\alpha + B_1\sin\alpha).$$

Considerînd aceste ecuații împreună cu ecuațiile (4), avem

$$\left.\begin{aligned} (1/\alpha^2)\,(A \operatorname{Cor}\alpha + B \operatorname{Sir}\alpha) &= -\,\mathrm{j}(I)/(\psi) \\ \alpha(A_1 \cos\alpha + B_1 \sin\alpha) &= \mathrm{j}(\psi)\cdot(H) \end{aligned}\right\}. \tag{5}$$

Să reprezentăm prin $\beta$ valoarea unghiului $\alpha$ în punctul unde este așezat receptorul, sursa sau generatorul fiind la un punct definit de cantitatea $\alpha$; vom avea pentru punctul $\beta$

$$\left.\begin{aligned} A \operatorname{Cor}\beta + B \operatorname{Sir}\beta &= -\,\mathrm{j}\beta^2(I)/(\psi_\beta) \\ A \cos\beta + B \sin\beta &= \beta(H) \end{aligned}\right\}. \tag{6}$$

Prima din aceste două ecuații este dedusă din ecuațiile (5) și a doua din ecuațiile (3).

Din ecuațiile (6) obținem direct:

$$\left.\begin{aligned} A &= -[(H) \operatorname{Sir}\beta + \mathrm{j}\beta((I)/(\psi_\beta)) \sin\beta] \\ B &= (H) \operatorname{Cor}\beta + \mathrm{j}\beta\,((I)/(\psi_\beta)) \cos\beta \end{aligned}\right\}, \tag{7}$$

$(\psi_\beta)$ reprezentînd valoarea lui $(\psi)$ la punctul $\beta$, $(\psi)$ fiind o cantitate variabilă cu $x$ și, de asemenea, variabilă cu $\beta$.

Pentru punctul $\beta$ putem scrie de asemenea ecuațiile:

$$\left.\begin{aligned} A_1 \cos\alpha + B_1 \sin\beta &= \mathrm{j}(\psi_\beta)\,(H)/\beta \\ A_1 \operatorname{Cor}\beta + B_1 \operatorname{Sir}\beta &= (I) \end{aligned}\right\}. \tag{8}$$

Din aceste ecuații, obținem:

$$\left.\begin{aligned} A_1 &= ((I)/\beta) \sin\beta - \mathrm{j}((\psi_\beta)\,(H)/\beta^2) \operatorname{Sir}\beta \\ B_1 &= -\,((I)/\beta) \cos\beta + \mathrm{j}((\psi_\beta)\,(H)/\beta^2) \operatorname{Cor}\beta \end{aligned}\right\}. \tag{9}$$

Substituind în ecuația (3) valorile lui $A$, $B$, $A_1$, $B_1$ date de ecuațiile (7) și (9), avem

$$\left.\begin{aligned} (H_\alpha) &= ((H_\beta)/(\alpha))[\sin\overline{(\alpha)-(\beta)} + (\beta)\cos\overline{(\alpha)-(\beta)}] + \mathrm{j}((\beta)/(\alpha))\cdot((I_\beta)/(\psi_\beta))\sin\overline{(\alpha)-(\beta)} \\ (I_\alpha) &= ((I_\beta)/(\beta))[\alpha\cos\overline{(\alpha)-(\beta)} - \sin\overline{(\alpha)-(\beta)}] + \mathrm{j}((\psi_\beta))(H_\beta)/((\beta^2))[\operatorname{Sir}\overline{(\alpha)-(\beta)} + \\ &\quad + (\alpha)(\beta)\sin\overline{(\alpha)-(\beta)}] \end{aligned}\right\}^{*)} \tag{10}$$

Indicii $\alpha$ și $\beta$ aplicați la valori diferite ale lui $(I)$, $(H)$ și $(\psi)$ indică valorile acestor cantități la punctele definite de unghiurile $\alpha$ și $\beta$, respectiv. Formulele (10) sau soluția problemei.

Dacă luăm fricțiunea și histerezisul egal zero, putem înlocui $(H)$, $(I)$ și $(\psi)$ în aceste formule prin $H$, $I$ și $\psi$, respectiv. Dacă aceasta nu e cazul, toate cantitățile $\alpha$, $\beta$ și $\psi$ sînt complexe și este necesar a separa termenii conținînd pe j spre a ajunge la formule explicite.

Am găsit mai sus că $\alpha$ este de forma

$$(\alpha) = \mu_1 x = \mu x\,(1 - \mathrm{j}(k + k_1)/2a)\,.$$

---

*) Pentru a scrie formulele simplu, fără multe paranteze, s-a marcat cu bară superioară argumentul funcțiilor trigonometrice. Exemplu: $\sin\overline{(\alpha)-(\beta)} = \sin[(\alpha)-(\beta)]$, unde $(\alpha)$ și $(\beta)$ sînt mărimi complexe (simbolice).

Să reprezentăm prin $\alpha$ și $\beta$ fără paranteză valorile numerice ale acestor cantități (modulele lor neglijînd pătratul cantității $(k + k_1)/2a$ față de unitate). Pentru a simplifica demonstrația să studiem cazul particular în care receptorul și generatorul sînt la o distanță considerabilă de vîrful conului, astfel încît să putem reține numai termenii conținînd pe $\alpha$ și $\beta$ multiplicînd funcții.

Formulele (10) se simplifică și devin:

$$\left.\begin{aligned} H_\alpha &= (\beta/\alpha)\,[(H_\beta)\cos\overline{(\alpha)-(\beta)} + j((I_\beta)/(\psi_\beta))\sin\overline{(\alpha)-(\beta)}] \\ I_\alpha &= (\alpha/\beta)\,[(I_\beta)\cos\overline{(\alpha)-(\beta)} + j\,(H_\beta)\cdot(\psi_\beta)\sin\overline{(\alpha)-(\beta)}] \end{aligned}\right\}. \tag{11}$$

Dar cunoaștem că dacă avem unghiul complex $(\alpha) = \alpha_1 + j\alpha_2$, rezultă relațiile:

$$\sin(\alpha) = \sin\alpha_1 \cosh\alpha_2 - j\cos\alpha_1 \sinh\alpha_2\,,$$
$$\cos(\alpha) = \cos\alpha_1 \cosh\alpha_2 + j\sin\alpha_1 \sinh\alpha_2\,,$$

sinh și cosh fiind funcții hiperbolice. Dacă punctele $\alpha$ și $\beta$ sînt astfel ca distanța dintre ele să fie un număr întreg de lungimi de undă și dacă punem $(\alpha) - (\beta) = (\alpha - \beta)\,(1 - j(k + k_1)/2a)$, și dacă mai avem $\alpha - \beta = 2m\pi$, obținem:

$$\sin\overline{(\alpha)-(\beta)} = -j\sinh(\alpha-\beta)\cdot(k+k_1)/2a\,,$$
$$\cos\overline{(\alpha)-(\beta)} = \cosh(\alpha-\beta)\cdot(k+k_1)/2a\,.$$

Servindu-ne de aceste relații, formulele (11) devin:

$$\left.\begin{aligned} (H_\alpha) &= (\beta/\alpha)\,[(H_\beta)\cosh(\alpha-\beta)\,(k+k_1)/2a + \\ &\quad + ((I_\beta)/(\psi_\beta))\sinh(\alpha-\beta)\,(k+k_1)/2a] \\ (I_\alpha) &= (\alpha/\beta)\,[(I_\beta)\cosh(\alpha-\beta)\,(k+k_1)/2a + \\ &\quad + (H_\beta)\,(\psi_\beta)\sinh(\alpha-\beta)\,(k+k_1)/2a] \end{aligned}\right\}. \tag{12}$$

Trebuie notat că putem înlocui $(\psi_\beta)$ prin $\psi$ termenul conținînd pe j în expresia pentru $(\psi_\beta)$ fiind neglijabil.

Reprezentînd numărul de lungimi de undă dintre receptor și generator prin $m$ și frecvența prin $n$, avem în cazul în care $H_\beta$ și $I_\beta$ sînt în fază:

$$\left.\begin{aligned} H_\alpha &= (\beta/\alpha)\,[H_\beta\cosh\gamma + (I_\beta/\psi_\beta)\sinh\gamma] \\ I_\alpha &= (\alpha/\beta)\,[I_\beta\cosh\gamma + \psi_\beta H_\beta \sin\gamma\,] \end{aligned}\right\}, \tag{13}$$

în care $\gamma = m(k + k_1)/2n$.

Observînd că $m\lambda = l =$ distanța dintre receptor și generator și, mai departe, că $n\lambda = v =$ viteza sunetului, avem $\gamma = (l/v)\,(k + k_1)$.

Comparînd formulele (13) cu formulele (7), (8) capitolul VI pentru conductele cilindrice, vedem că ele diferă numai prin fractorii $\beta/\alpha$ și $\alpha/\beta$.

*Conducte de o lungime infinită.* Dacă în formulele precedente punem $H =$ zero și $l = \infty$, ecuațiile devin nedeterminate. Vom trata acest caz într-un mod diferit.

Să presupunem că distanța $l$ dintre generator și receptor este atît de mare încît să putem pune

$$\cosh\gamma \sim \sin\gamma \sim (1/2)\,e^\gamma,$$

avem:

$$H_\alpha = (\beta/2\alpha)\,e^\gamma\,[H_\beta + I_\beta/\psi_\beta], \quad I_\alpha = (\alpha/2\beta)\,e^\gamma\,[I_\beta + \psi_\beta H_\beta]\,.$$

Din aceste două ecuații obținem:

$$\psi_\beta \frac{H_\alpha}{I_\alpha} = \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^2.$$

Să reprezentăm prin $V_\alpha$ amplitudinea vitezei la punctul $\alpha$ și prin $\omega_\alpha$ și $\omega_\beta$ ariile de secțiune a conductei la aceleași două puncte.

Vom avea: $\psi_\beta = \omega_\beta \sqrt{g/\gamma E}$ și $I_\alpha = V_\alpha \omega_\alpha$. Substituind (14) obținem

$$\frac{H_\alpha}{V_\alpha} = \frac{\omega_\alpha}{\omega_\beta} \cdot \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^2 \sqrt{\frac{\gamma E}{g}}$$

Dar, pe de altă parte, avem

$$\frac{\omega_\alpha}{\omega_\beta} = \frac{\alpha^2}{\beta^2}.$$

Obținem atunci relația importantă

$$V_\alpha = H_\alpha \sqrt{\gamma E/g}. \tag{15}$$

Această relație arată că amplitudinea vitezei este pur și simplu proporțională cu presiunea sonomotrice, atunci cînd curentul sonic circulă la infinit fără piedică sau reflexie spre sursă. Această ecuație, de asemenea, ne permite să calculăm energia maximă care poate să fie admisă de o suprafață vibratoare. Lăsînd de o parte indicii $\alpha$ fie $H$, $I$ presiunea sonomotrice și curentul într-un punct din calea unei raze vibratoare conice. Fie $\omega$ aria suprafeței vibratoare presupusă așezată la o distanță considerabilă de vîrful conului și de-a curmezișul axei razei.

Energia pe secundă, emisă de această suprafață spre infinit, va fi

$$W = HI/2 = \omega \cdot HV/2$$

Dar am găsit că

$$V = H\sqrt{\frac{\gamma E}{g}}.$$

Obținem prin urmare

$$W = (\omega/2)\, H^2 \sqrt{\gamma E/g}$$

care este o cantitate finită.

*Exemplul I*

Se cere a se găsi maximul energiei vibratoare care se poate emite de o suprafață vibratoare de un centimetru pătrat arie în apă, presiunea medie a apei fiind de 1 kilogram/cm².

Avem pentru apă

$$\sqrt{\gamma E/g} \approx 7\,.$$

Cum presiunea în apă nu trebuie să devină negativă avem pentru valoarea maximă a lui $H = 1$ kg/cm² astfel că $W = 3{,}5$ kg cm/s.

Rezultă că o suprafață vibratoare de un metru pătrat nu poate transmite în apă mai multă energie decît aceea dată de $W = 3{,}5 \cdot 10^4$ kg cm/s =

$= 4{,}6$ CP. Acest rezultat este independent de frevcență dacă aceasta este suficient de înaltă și este limitat de cavitația apei.

*Exemplul II*

În exemplul precedent se cerea a se găsi amplitudinea $r$ a deplasamentului suprafeței vibratoare, atunci cînd transmitem maximul posibil de energie vibratoare, frecvența fiind $n = 100$ pe secundă.

Avem $V = ra = 2\pi rn$. Dar $V = H\sqrt{\gamma E/g}$, astfel că

$$r = (H/2\pi n)\cdot\sqrt{\gamma E/g} = 7/2\pi \times 100 = 0{,}011 \text{ cm}.$$

Cu o frecvență de 1 000 pe secundă, amplitudinea va fi aproape de o sutime de milimetru. Vedem, prin urmare, că este inutil de a produce deplasamente mari de suprafețe vibratoare sub apă, spre a obține radiații puternice de energie. Pentru a produce sub apă unde sonore de mare energie, se cere *o mare suprafață radiantă, iar nu o mare amplitudine*. În aer fenomenul este analog, cu diferența că, amplitudinea admisibilă pentru a obține maximum energiei radiate de la o suprafață vibratoare dată, în aer este cu mult mai mare decît în apă. Pentru această rațiune o sirenă poate da în aer un sunet foarte puternic, dar prea mic în apă și *viceversa*, o suprafață adaptată pentru a radia un sunet puternic în apă poate da un sunet mic în aer.

Dacă considerăm mișcarea în imediata apropiere a sursei unei raze conice, vedem din formulele stabilite mai sus că apar oarecare particularități. Am discutat mai sus cazul conductelor infinite, în care $\beta$ devine infinit; discuția completă a ecuației (10) ar arăta ce se întîmplă dacă punctul $\beta$ este foarte aproape de sursă, dar această discuție ar ocupa prea mult spațiu și iese din cadrul prezentei lucrări.

*Conducte conice de lungime infinită cu generatorul în apropiere de vîrf.* Revenind la ecuația (3), avem:

$$\left.\begin{aligned}(H) &= (1/\alpha)\,(A\cos\alpha + B\sin\alpha)\\ (I) &= A_1\,\mathrm{Cor}\,\alpha + B_1\,\mathrm{Sir}\,\alpha\end{aligned}\right\}. \tag{16}$$

În cazul unei conducte de lungime infinită, putem determina constantele $A$, $B$, $A_1$, $B_1$ considerînd că dacă $\alpha = \infty$, avem $(H) = 0$ și viteza $V = I/\omega = 0$, care este echivalent cu relația

$$I/\alpha^2 = 0. \tag{17}$$

Sîntem îndreptățiți a presupune aceste condiții deoarece datorită dispersiei energiei de-a lungul conductei nu va fi nici o variație a presiunii și nici o mișcare a lichidului la punctul $\alpha = \infty$.

Substituind în paranteza (1) valorile exponențiale pentru $\cos\alpha$ și $\sin\alpha$, adică

$$\cos\alpha = (e^{j\alpha} + e^{-j\alpha})/2, \quad \sin\alpha = (e^{j\alpha} - e^{-j\alpha})/2j = -j(e^{j\alpha} - e^{-j\alpha})/2,$$

ecuațiile devin

$$\left.\begin{aligned}(H) &= (1/\alpha)\,(De^{j\alpha} + Ee^{-j\alpha}),\\ I &= (A_1/2)\,[e^{j\alpha} + e^{-j\alpha} - j\alpha(e^{j\alpha} - e^{-j\alpha})] - (B_1/2)\,[\alpha(e^{j\alpha} + e^{-j\alpha}) + j(e^{j\alpha} - e^{-j\alpha})]\end{aligned}\right\}, \tag{18}$$

în care $D$ și $E$ sînt constante arbitrare.

În ecuațiile (18) punînd $\alpha = \infty$ și reamintind relația (17), obținem $D = 0$.

Expresia lui $(I)$, cînd $\alpha$ este infinit, devine

$$(I)_{\alpha=\infty} = (1/2)e^{j\alpha}[A_1(1 - j\alpha) - B_1(\alpha + j)].$$

Pentru ca condiția (17) să fie satisfăcută cînd $\alpha = \infty$, trebuie să avem

$$[(I)/\alpha^2]_{\alpha=\infty} = (e^{j\alpha}/2\alpha)\,[A_1(1/\alpha - j) - B_1(1 + j/\alpha)] = 0$$

sau deoarece $e^{j\alpha}/\alpha$ devine infinit cînd $\alpha$ este $\infty$, trebuie să avem $-jA_1 - B_1 = 0$, sau $A_1 = jB_1$.

Vedem apoi că, în cazul unei conducte conice infinite, expresiile pentru $(H)$ și $(I)$, devin:

$$\left.\begin{aligned}(H) &= (1/\alpha)E\,e^{-j\alpha} = (1/\alpha)E\,(\cos\alpha - j\sin\alpha)\\ (I) &= B_1(\mathrm{Sir}\,\alpha + j\,\mathrm{Cor}\,\alpha)\end{aligned}\right\}. \tag{19}$$

Constantele $E$, $B_1$ vor fi determinate de valorile $(H)$ și $(I)$ de la generator; însemnînd că $(H_0)$, $(I_0)$, $\alpha_0$, valorile corespunzătoare de la generator, avem pentru un punct definit de cantitatea $\alpha$

$$\left.\begin{aligned}E &= \frac{(H)_\alpha}{\cos\alpha - j\sin\alpha} = \frac{(H_0)_{\alpha_0}}{\cos\alpha_0 - j\sin\alpha_0}\\ B_1 &= \frac{(I)}{\mathrm{Sir}\,\alpha + j\,\mathrm{Cor}\,\alpha} = \frac{(I_0)}{\mathrm{Sir}\,\alpha_0 + j\,\mathrm{Cor}\,\alpha_0}\end{aligned}\right\}. \tag{20}$$

O relație interesantă se poate obține prin diferențierea ecuațiilor (19) și anume

$$d(H)/d\alpha = -(E/\alpha^2)\,(\mathrm{Cor}\,\alpha - j\,\mathrm{Sir}\,\alpha) = j(E/\alpha^2)\,(\mathrm{Sir}\,\alpha + j\,\mathrm{Cor}\,\alpha) =$$

$$= j(E/\alpha^2)\cdot((I)/B_1).$$

Dar am găsit mai sus formula

$$d(H)/d\alpha = j(I)\sqrt{(L)/(C)},$$

astfel că obținem

$$E/B_1 = \alpha^2\sqrt{(L)/(C)},$$

încît din ecuațiile (20) rezultă

$$(H)/(I) = \alpha\sqrt{(L)/(C)}\cdot(\cos\alpha - j\sin\alpha)/(\mathrm{Sir}\,\alpha + j\,\mathrm{Cor}\,\alpha).$$

Pentru frecvențe înalte putem înlocui $(L)$ și $(C)$ prin $L$ și $C$ și obținem

$$(H)/(I) = \alpha\sqrt{L/C}\cdot(\cos\alpha - j\sin\alpha)/(\mathrm{Sir}\,\alpha + j\,\mathrm{Cor}\,\alpha), \tag{21}$$

iar pentru valorile aritmetice

$$H\sqrt{[(\mathrm{Sir}\,\alpha)^2 + (\mathrm{Cor}\,\alpha)^2]} = I\alpha\sqrt{L/C} = H\sqrt{(1 + \alpha^2)}.$$

Trebuie notat că produsul $\alpha^2\sqrt{L/C}$ este independent de poziția punctului de-a lungul conductei, și putem scrie atunci

$$I = \psi H\sqrt{(1 + \alpha^2)/\alpha^2}.$$

Vedem prin urmare că o relație foarte simplă leagă pe $I$ și $H$. Această relație este importantă și ne permite a calcula maximul energiei, care poate fi radiată de la o sursă într-o conductă conică.

Relația dintre vectorii $(H)$ și $(I)$, găsită la (21), se poate scrie

$$(I) = (\psi/\alpha) \cdot H\,(\mathrm{Sir}\,\alpha + \mathrm{j}\,\mathrm{Cor}\,\alpha)\,(\cos\alpha + \mathrm{j}\sin\alpha) = (\psi/\alpha) \cdot H[\mathrm{Sir}\,\alpha\cos\alpha -$$

$$- \mathrm{Cor}\,\alpha\sin\alpha + \mathrm{j}(\mathrm{Cor}\,\alpha\cos\alpha + \mathrm{Sir}\,\alpha\sin\alpha)] = (\psi/\alpha) \cdot H(\mathrm{j} - \alpha).$$

Dacă $\Phi$ este unghiul de fază dintre $I_0$ și $H_0$, vedem că

$$\mathrm{tg}\,\Phi = 1/\alpha,\ \cos\Phi = \alpha/\sqrt{1+\alpha^2}.$$

Puterea mecanică, dezvoltată la sursă, va fi atunci

$$W = (HI/2)\cos\Phi = (\psi/2)H^2. \qquad (23)$$

Tabloul următor arată factorii de putere pentru diferitele valori ale lui $\alpha$.

| $\alpha$ | 0 | $\pi/4$ | $\pi/2$ | $3\pi/4$ | $\pi$ | $5\pi/4$ | $3\pi/2$ | $7\pi/4$ | $2\pi$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\cos\alpha$ | 0 | 0,62 | 0,85 | 0,93 | 0,95 | 0,97 | 0,98 | 0,99 | 1,0 |

Vedem că acest factor este foarte aproape de limită, chiar pentru $\alpha = 3\pi/4$, arătînd că, în ceea ce privește formulele de întrebuințat, un generator așezat la o distanță de semiundă de vîrful conului, poate fi considerat ca un generator, așezat la o distanță considerabilă de vîrf.

Relația (22)

$$I = \psi H\sqrt{(1/\alpha^2 + 1)}$$

arată că, chiar pentru valoarea lui $\alpha_0 = \pi$, vom avea $I = 1{,}05\psi H$, care diferă numai cu 5% de valoarea $I = \psi H$ găsită prin considerarea generatorului, situat la o foarte mare distanță de vîrf.

Rezultă că aproximația dată mai sus va fi aplicată fără eroare apreciabilă, dacă generatorul sau receptorul este situat la o distanță de vîrf, de nu mai puțin de o lungime de semiundă.

Dacă distanța este mai mică ca aceasta, putem face uz de corecție, care este relativ simplă.

În analiza făcută mai sus s-a tratat despre conductele conice, deoarece acestea au cea mai mare importanță practică. Analiza, totuși poate fi adaptată la conducte a căror secțiune variază după o lege diferită. În practică este dificil de a obține o variație continuă a secțiunii, dar rezultatele obținute sînt practic aceleași la conductele constituite din porțiuni uniforme, ale căror diametre cresc sau descresc progresiv în trepte, cu condiția ca lungimea porțiunilor să fie mică în comparație cu lungimea de undă.

La simpla inspecție a formulei (23), este interesant de a observa că energia sonoră, care se poate radia de la o sursă, este limitată strict de *suprafața de radiație*. Așadar este o iluzie a crede că mari cantități de energie pot fi concentrate în surse mici, iar o *sursă punctuală* nu poate exista în natură.

CAPITOLUL X

# LINII ÎNCĂRCATE

În capitolele precedente am tratat despre curenții fluizi alternativi în conducte de secțiune constantă sau variabilă, fără întreruperi sau discontinuități. În prezentul capitol vom considera tipuri speciale de linii de transmisie, care nu sînt continui, ci întrerupte prin condensatori, inerții sau dispozitive de perditanțe, intercalate la intervale. Acești condensatori, inerții și perditanțe vor fi privite nu ca pînă acum, drept piese sau aparate izolate, ci ca formînd o parte dintr-un sistem unic, care constă dintr-o linie de conductă cu aceste dispozitive intercalate la intervale regulate, după o lege determinată.

Înainte de a proceda la analiza matematică, putem afirma că printr-o anumită distribuire a acestui număr de aparate de-a lungul unei linii de transmisie, putem obține o linie de transmisie compusă, de-a lungul căreia curenții de o anumită frecvență vor circula fără întrerupere, într-un mod analog curenților din o linie continuă, în care capacitatea, inerția, fricțiunea și perditanța sînt uniform distribuite, cu toate că de fapt linia este constituită din capacități, inerții, fricțiuni și dispozitive de perditanță, discontinui.

Aceasta nu este evident a priori, iar la prima vedere poate părea neprobabil. Obiectul analizei ce urmează este de a arăta că, dacă asemenea aparate, care se pot privi în general ca „discontinuități", sînt intercalate pe linie, există un oarecare aranjament sau o distribuire a acestor discontinuități, pentru care introducerea lor în linie produce același efect ca o capacitate, o inerție, o fricțiune și o perditanță, *uniform distribuite*. Cu alte cuvinte o linie de transmisie, avînd o anumită distribuție de discontinuități, este echivalanetă cu o linie continuă, posedînd o anumită capacitate, inerție, fricțiune și scurgeri pe unitatea de lungime, unifrom distribuite.

Acesta este un fapt de importanță și conduce la consecințe practice de mare însemnătate. El indică o metodă de a întocmi linii de transmisie, în care coeficienții $C$, $L$. $R$ și $S$ pe unitatea de lungime pot avea *orice valoare am dori să le dăm*.

Consecințele importante ale acestui fapt sînt: că putem mări sau micșora iuțeala undelor, varia puterea pierdută prin fricțiune, obține orice lungime de undă dorită pentru o frecvență dată și un fluid întrebuințat, și, în general, varia constantele unei linii de transmisie.

S-a presupus pînă acum că viteza undelor, care circulă de-a lungul lichidului într-o conductă, nu poate depăși viteza sunetului în lichid; putem face ca unde de o frecvență dată să circule la orice viteză printr-o distribuire potrivită a discontinuităților pe linie.

Pentru a demonstra aceasta, vom considera o discontinuitate intercalată *în serie* pe conductă, de exemplu o *inerție* reprezentată prin $(L_1)$. Astfel, dacă avem o inerție $L_1$, un condensator de capacitate $C_1$, o fricțiune $R_1$ și

o perditanță $S_1$ în serie, scăderea presiunii sonomotrice datorită discontinuității (vezi capitolul IV) este

$$(H) = (R_1 + 1/S_1)I + \mathrm{j}(L_1a - 1/C_1a)I,$$

punînd

$$(L_1) = L_1 - 1/C_1a^2 - \mathrm{j}(R_1/a + 1/S_1a)$$

obținem, simplu

$$(H) = \mathrm{j}(L_1)\,aI. \tag{1}$$

În același mod, dacă la discontinuitate avem o capacitate, o inerție, o fricțiune și o perditanță *în paralel*, scăderea curentului va fi

$$(I) = \mathrm{j}(C_2)aH, \tag{2}$$

însemnînd prin $(C_2)$ o capacitate simbolică, care încorporează toate discontinuitățile în paralel, existente la punctul considerat. Expunerea făcută la capitolul IV relativ la interpretarea formelor simbolice ale inerției, este analogă cu cea de mai sus.

Dacă adoptăm convenția, că literele $H$, $L$, $I$, $C$ din formulele (1) și (2) reprezintă toate valori simbolice, reamintindu-ne ceea ce s-a spus mai sus, ne putem dispensa de paranteză și scrie simplu

$$H = \mathrm{j}LaI,\ I = \mathrm{j}CaH,$$

ajungînd astfel la concluzia că, dacă demonstrăm propoziția noastră ca exactă pentru inerțiile ordinare în serie, sau capacitățile în paralel, o putem admite ca exactă și pentru o altă formă de discontinuitate.

Să presupunem că avem o linie alcătuită astfel precum se arată în figura 50, avînd inerții $L$ în serie și capacități $C$ în paralel.

Putem scrie următoarele ecuații, care leagă trei elemente consecutive

$$\left.\begin{aligned} H_{m-1} - H_m &= \mathrm{j}LaI_m \\ H_m - H_{m+1} &= \mathrm{j}LaI_{m+1} \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

Scăzînd, avem

$$H_{m-1} - 2H_m + H_{m+1} = \mathrm{j}La(I_m - I_{m+1}). \tag{4}$$

Dar avem, de asemenea,

$$I_m - I_{m+1} = \mathrm{j}CaH_m.$$

Substituind în (4), obținem

$$H_{m-1} - 2H_m + H_{m+1} = -LCa^2H.$$

Punînd

$$a\sqrt{LC} = 2\sin(\theta/2),$$

obținem simplu

$$H_{m-1} - 2H_m\cos\theta + H_{m+1} = 0. \tag{5}$$

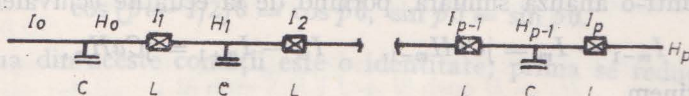



Fig. 50. — Linie cu elemente de compensare.

Ecuația (5) este satisfăcută dacă punem

$$H_m = A \cos (p - m)\theta + B \sin (p - m)\theta, \tag{6}$$

$A$ și $B$ fiind două constante arbitrare, care pot fi determinate precum urmează:

Dacă punem $m = 0$ și $m = p$, succesiv, în ecuația (6), obținem

$$\left.\begin{aligned} H_0 &= A \cos p\theta + B \sin p\theta \\ H_p &= A. \end{aligned}\right\} \tag{7}$$

Pe de altă parte, putem scrie succesiv

$$\left.\begin{aligned} H_{m-1} &= A \cos (p - m + 1)\theta + B \sin (p - m + 1)\theta \\ H_m &= A \cos (p - m)\theta + B \sin (p - m)\theta. \end{aligned}\right\}.$$

Din care obținem

$$H_{m-1} - H_m = A[\cos (p - m + 1)\theta - \cos (p - m)\theta] +$$
$$+ B[\sin (p - m + 1)\theta - \sin (p - m)\theta].$$

În aceste ecuații, dacă punem $m = p$, obținem

$$H_{p-1} - H_p = A(\cos \theta - 1) + B \sin \theta. \tag{8}$$

Dar din ecuația (3), punînd $m = p$, obținem

$$H_{p-1} - H_p = \mathrm{j}LaI_p.$$

Substituind în (8), obținem

$$A(\cos \theta - 1) + B \sin \theta = \mathrm{j}LaI_p,$$

din care

$$B = \mathrm{j}I_p \cdot La / \sin \theta + H_p \operatorname{tg} (\theta/2).$$

Introducînd aceste valori ale lui $A$ și $B$ în ecuațiie (7), obținem

$$H_0 = H_p\left(\cos p\theta + \sin p\theta \operatorname{tg}\frac{\theta}{2}\right) + \mathrm{j}I_p \frac{La}{\sin \theta} \sin p\theta.$$

Reamintim că

$$2 \sin (\theta/2) = a\sqrt{LC},$$

ecuația devine

$$H_0 = H_p \cos (p - 1/2)\theta / \cos (\theta/2) + \mathrm{j}I_p \sqrt{\frac{L}{C}} \sin p\theta / \cos (\theta/2). \tag{9}$$

Această ecuație leagă pe $H_0$, $H_p$, $I_p$; adică presiunea sonomotrice de la capetele liniei și curentul de la unul din capete, anume acela cu receptorul.

O ecuație similară poate fi obținută cu privire la legătura dintre $I_0$, $I_p$ și $H_p$, printr-o analiză similară, pornind de la ecuațiie echivalente:

$$I_{m-1} - I_m = \mathrm{j}CaH_{m-1}, \quad I_m - I_{m+1} = \mathrm{j}CaH_m,$$

din care obținem

$$I_{m-1} - 2I_m + I_{m+1} = \mathrm{j}Ca(H_{m-1} - H_m),$$

dar

$$H_{m-1} - H_m = jLaI_m$$

și obținem

$$I_{m-1} - 2I_m \cos\theta + I_{m+1} = 0,$$

care este analogă cu ecuația (5), singura diferență fiind că $I$ a înlocuit pe $H$, astfel încît obținem

$$I_0 = I_p \frac{\cos(p + 1/2)\theta}{\cos(\theta/2)} + jH_p\sqrt{\frac{L}{C}} \cdot \frac{\sin p\theta}{\cos(\theta/2)}.$$

Să presupunem acum că considerăm o linie fictivă, pe care o vom numi linia uniformă echivalentă, avînd o lungime $l$ și inerția $L'$ pentru unitatea de lungime, uniform distribuită și, de asemenea, capacitatea, fricțiunea și perditanța $C'$, $R'$ și $S'$ respectiv pe unitatea de lungime, uniform distribuite. Dacă presupunem că această linie are aceeși lungime ca și linia discontinuă considerată mai sus, și dacă presupunem că discontinuitățile de pe linia discontinuă sînt uniform distribuite, linia echivalentă ar avea ca inerție și capacitate, fricțiune și peditanță pe unitatea de lungime

$$\left.\begin{aligned} L' &= pL/l, \quad R' = p'R/l \\ C' &= pC/l, \quad S' = pS/l \end{aligned}\right\}. \tag{10}$$

Dar am găsit (vezi capitolul V) că pe o linie uniformă avem

$$H_0 = H_p \cos\mu l + jI_p \sqrt{L'/C'} \sin\mu l \text{ și } \mu = a\sqrt{L'C'}.$$

Substituind valorile lui $L'$ și $C'$ din (10), obținem

$$H_0 = H_p \cos\mu l + jI_p \sqrt{L/C} \sin\mu l \tag{11}$$

și

$$\mu = (ap/l)\sqrt{LC} = 2(p/l)\sin(\theta/2).$$

Pentru ca ecuațiile (9), (10) și (11) să poată exprima aceleași relații, trebuie să avem:

$$\cos\mu l = \cos(p - 1/2)\theta/\cos(\theta/2) = \cos(2p\sin(\theta/2)),$$

$$\sin\mu l = \sin p\theta/\cos(\theta/2) = \sin(2p\sin(\theta/2)),$$

care pot fi scrise:

$$\left.\begin{aligned} \cos(p - 1/2)\theta/\cos(\theta/2) &= \cos(2p\sin(\theta/2)) \\ \sin p\theta/\cos(\theta/2) &= \sin(2p\sin(\theta/2)) \end{aligned}\right\}, \tag{12}$$

$\theta$ fiind un unghi mai mic ca $2\pi$, relația (12) nu poate fi satisfăcută riguros, decît dacă $\theta = 0$.

Dar trebuie notat că dacă $\theta$ este atît de mic, încît să putem pune $\sin(\theta/2) = \theta/2$ și $\cos(\theta/2) = 1$, condițiie (12) se reduc la

$$\cos(p - 1/2)\theta = \cos p\theta, \ \sin p\theta = \sin p\theta.$$

A doua din aceste condiții este o identitate; prima se reduce la

$$\cos p\theta \cos(\theta/2) + \sin p\theta \sin(\theta/2) = \cos p\theta$$

care, dacă θ este un unghi foarte mic, se reduce la

$$\theta \sin p\theta = 0, \tag{13}$$

sau simplu la

$$\sin p\theta = 0.$$

Dacă fricțiunea și perditanța din discontinuități sînt neglijabile, aceasta se reduce la $\theta = \pm k\pi/p$. Am găsit mai sus

$$\mu l = 2p \sin(\theta/2).$$

Dacă θ este un unghi foarte mic, aceasta se reduce la

$$\mu l = p\theta. \tag{14}$$

La capitolul V am găsit $\mu = 2\pi/\lambda$, λ fiind lungimea de undă a liniei uniforme echivalente; substituind în (13) obținem $2\pi l/\lambda = p\theta = \pm k\pi$, sau $2l/\lambda = \pm k$ și $\theta/2 = \pi l/p\lambda$ și $l = k\lambda/2$.

Rezultă prin urmare că, condiția necesară pentru ca o linie discontinuă, în care fricțiunea și perditanța sînt neglijabile, să poată fi echivalentă cu o linie uniformă, în care inerția și capacitatea sînt ditribuite uniform este, ca unghiul θ/2 să fie atît de mic, încît să putem lua sinusul egal cu unghiul însuși, și ca lungimea conductei să fie un multiplu exact de lungime de semiundă a liniei uniforme echivalentă.

Dacă $s$ este numărul discontinuităților de pe o lungime de undă, avem:

$$ks = 2p, \; l = (p/s)\lambda, \; \theta = (1/2)\cdot(2\pi/s).$$

Condițiile pentru echivalență, așadar, se reduc la următoarea regulă practică: dacă imaginăm un cerc împărțit într-un număr de părți egal cu numărul discontinuităților dintr-o lungime de undă a liniei echivalente obținute, atunci, pentru echivalență, trebuie ca raportul arcului către coarda unei subdiviziuni să fie *aproximativ* egal cu unitatea, iar lungimea liniei trebuie să fie un număr exact de semiunde a liniei uniforme echivalente.

Ca exemplu, să presupunem că avem de calculat o linie încărcată, în care inerțiile în paralel și condensatoarele în serie sînt introduse ca discontinuități într-un mod, astfel, ca pe linia încărcată să fie $C = 0$ și $L = 0$.

Referindu-ne la formulele (3), (4) capitolul V, obținem:

$$\left.\begin{aligned} H_0 &= H \cos \mu l + \mathrm{j} I \sqrt{R/S} \sin \mu l \\ I_0 &= I \cos \mu l + \mathrm{j} H \sqrt{S/R} \sin \mu l \end{aligned}\right\} \tag{15}$$

și avem pentru acest caz

$$\mu = \alpha - \mathrm{j}\beta, \; \alpha = 0, \; \beta = \sqrt{RS}.$$

Astfel obținem:

$$\cos \mu l = \cos(-\mathrm{j}\beta) = \cosh \beta, \quad \sin \mu l = \sin(-\mathrm{j}\beta) = -\mathrm{j} \sinh \beta$$

și

$$\left.\begin{aligned} H_0 &= H \cosh \beta l + I \sqrt{R/S} \sinh \beta l \\ I_0 &= I \cosh \beta l + H \sqrt{S/R} \sinh \beta l \end{aligned}\right\}. \tag{16}$$

Puterea mecanică furnizată generatorului ar fi

$$W_0 = H_0I_0/2 = (1/2)\,[HI \cosh 2\beta l + (H^2S + I^2R)/2\,\sqrt{RS} \cdot \sinh 2\beta l].$$

Eficiența transmisiei ar fi

$$\eta = HI/H_0I_0 = 1/[\cosh 2\beta l + (1/2)\,((H/I)\sqrt{S/R} + (I/H)\sqrt{R/S}) \sinh 2\beta l]. \quad (17)$$

Maximul de eficiență se obține atunci cînd

$$H^2S/2 = I^2R/2, \quad (18)$$

adică pierderile de putere sînt egal împărțite între fricțiune și perditanță. În acest caz maximul de eficiență ar fi $\eta = e^{-2\beta l}$, valoarea lui $\beta$ fiind egală cu $\beta = \sqrt{RS}$.

Vedem de aici că, dacă putem menține perditanța și fricțiunea mici, eficiența poate fi menținută cît voim de ridicată.

Pentru a calcula o linie încrăcată, constituită dintr-o linie uniformă obișnuită, în care s-au intercalat discontinuități potrivite, fie: $L$, $C$, $R$ și $S$, caracteristicile rezultante uniforme ale liniei încărcate; $L_1$, $C_1$, $R_1$ și $S_1$ discontinuitățile *în serie* concentrate pe linie; $L_2$, $C_2$, $R_2$ și $S_2$ discontinuitățile *în paralel*, concentrate pe linie și $L'$, $R'$, $C'$ și $S'$ caracteristicile uniforme ale liniei continui inițiale, neîncărcate cu discontinuități; avem din cele de mai sus următoarele relații:

$$L = L' + (p/l)\,(L_1 - 1/C_1a^2)\,, \qquad R = R' + (p/l)\,(R_1 + 1/S_1)\,,$$

$$C = C' + (p/l)\,(C_2 - 1/L_2a^2)\,, \qquad S = S' + (p/l)\,(S_2 + 1/R_2)\,.$$

Putem calcula linia încărcată exact ca și cum ar fi o simplă linie uniformă, avînd caracteristicile $L$, $R$, $C$, $S$, cu condiția de a urma legea de distribuție dată mai sus.

Rezultă că, dacă se cere a se obține o linie încărcată, în care viteza de undă să fie infinită, trebuie să avem fie $L$ fie $C$ egal zero. În exemplul dat mai sus, am luat un caz în care $L = 0$ și $C = 0$; aceasta s-ar obține dacă $L' = (p/l)\,(1/C_1a^2 - L_1)$ și $C' = (p/l)\,(1/L_2a^2 - C_2)$, adică trebuie să introducem ca discontinuități condensatori în serie, avînd capacitate $C_1$ și inerție $L_1$ și inerții în paralel avînd inerție $L_2$ și capacitate $C_2$.

Aceste ecuații determină valoarea capacității și inerțiilor cerute pentru discontinuități.

*Exemple*

*Problema I.* Se propune a se transmite 2 000 CP prin o linie bifazată de transmisie de unde prin apă, la o distanță de 10 km, cu o eficiență de 90%. A se găsi presiunea sonomotrice de întrebuințat și secțiunea conductelor necesitate în cazul liniilor neîncărcate obișnuite.

Linia este constituită din două conducte paralele, transmițînd fiecare cîrte 1 000 CP.

La capitolul VI am găsit că maximul de eficiență la o linie de transmisie este dată de relația

$$\eta = e^{-2\beta l}. \quad (19)$$

În cazul considerat $l = 10^6$ cm și $\eta = 0,9$.

Obținem din (19) $2\beta l = \lg 1,11 = 0,104$. Am găsit pentru apă $\beta = k/287\,000$, astfel că avem $k = 0,015$.

Fie $\omega$ secțiunea uneia din conductele ce transmit cîte 1 000 CP: puterea, la capătul generatorului ar fi $W = HI/2$ și deoarece pentru maximul de eficiență avem $I = H\sqrt{C/L} = \psi H$, obținem

$$W = HI/2 = \psi H^2/2 = 3,5\,\omega H^2.$$

Dacă $d$ este diametrul interior al conductei, avem mai departe

$$W = 3,5\,(\pi/4)\,(Hd)^2 \tag{20}$$

Fie $v_e$ viteza efectivă din conductă și $V$ amplitudinea vitezei, avem

$$I = \omega V = \psi H = 7\omega H$$

din care

$$V = 7H, \quad v_e = V/\sqrt{2} = 4,95H.$$

Substituind în ecuația (20), obținem

$$W = 1\,000 \times 76 \times 100 = 0,112\,(v_e d)^2$$

și

$$v_e d = 8\,250.$$

Am găsit anterior $100\,k = (v_e/d)\,(1 + 9/\sqrt{v_e d})$, dînd lui $k$ și $v_e d$ valorile găsite mai sus, obținem

$$v_e/d = 1,36. \tag{22}$$

Din (21) și (22) obținem $v_e = 105,5$ cm/s, $d = 78$ cm, și mai departe $V = v_e\sqrt{2} = 150$ cm/s, $H = V/7 = 21,5$ kg/cm².

Vedem, prin urmare, că pentru a transmite 2 000 CP la o distanță de 10 km cu o pierdere de 10%, cele două conducte trebuie să fie de 78cm diametru, și trebuie întrebuințată o presiune sonomotrice joasă, de numai 21,5 kg/cm². O asemenea linie ar fi ancombrantă și costisitoare.

*Problema II.* Aceeași putere urmează a se transmite la aceeași distanță ca în problema 1 și cu aceeași eficiență, dar în loc de o linie obișnuită, urmează a se întrebuința o linie încărcată, avînd inerții în paralel, distribuite la intervale egale.

Această problemă poate fi rezolvată prin încercări succesive, precum urmează.

Avem pentru puterea într-una din conducte

$$W = HI/2 = \psi H^2/2 = 1\,000 \times 76 \times 100 \text{ kg}\cdot\text{cm/s}.$$

Luînd o valoare arbitrară pentru $H$, de exemplu $H = 500$ kg/cm², obținem $\psi = 61$.

Apoi avem

$$I = \psi H = 61 \times 500 = 3\,050 \text{ cm}^3/\text{s}.$$

Să presupunem că alegem o conductă cu un diametru interior $d = 10$ cm, atunci

$$\omega = (\pi/4)d^2 = 78,5 \text{ cm}^2.$$

Amplitudinea vitezei ar fi

$$V = I/\omega = 390 \text{ cm/s},$$

iar viteza eficace

$$v_e = 390/\sqrt{2} = 276 \text{ cm/s}.$$

Coeficientul de fricţiune $R$ ar fi

$$R = (\gamma/g\omega)\cdot[0{,}01\, v_e/d + (0{,}09/d)\sqrt{v_e/d}]$$

$$2\beta l = Rl\psi = 0{,}256\,.$$

Eficienţa în acest caz ar fi $\eta = e^{-0{,}256} = 0{,}775$.

Vedem că eficienţa este prea scăzută; trebuie prin urmare să întrebuinţăm un calibru mai mare de conductă sau să alegem o presiune sonomotrice mai ridicată.

Să presupunem că luăm o conductă de diametru interior de 12 cm. Obţinem

$$\omega = (\pi/4)12^2 = 113 \text{ cm}^2, \qquad V = I/\omega = 270 \text{ cm/s},$$

$$v_e = 270\sqrt{2} = 191 \text{ cm/s}, \qquad 2\beta l = Rl\psi = 0{,}104,$$

iar eficienţa ar fi

$$\eta = e^{-0{,}101} = 0{,}9.$$

Vedem, prin urmare, că diametrul de 12 cm este bun. Cunoscînd diametrul conductei şi valoarea lui $\psi$, putem calcula capacitatea necesară în conductă pentru a obţine eficienţa cerută.

Am găsit $\psi = \sqrt{C/L} = 61$. Aceasta dă $C = 61^2L = 3721L$, dar $L = \gamma/g\omega = 0{,}001/981 \times 113 = 1/1{,}1 \times 10^8$, astfel că $C = 3{,}721/981 \times \times 113 = 1/3 \times 10^4$.

Capacitatea uniformă pe unitatea de lungime a liniei este

$$C' = \omega/E = 113/20\,000 = 1/177,$$

$E$ fiind coeficientul de elasticitate al apei.

Inerţiile $L_2$, cerute a fi intercalate paralel ar fi date de relaţia

$$C = C' - p/lL_2a^2. \tag{23}$$

Pentru a determina pe $p$ trebuie să găsim lungimea de undă a liniei încărcate.

Viteza undelor ar fi

$$v = 1/\sqrt{LC} = 1\,820\,000 \text{ cm/s}.$$

Să presupunem că alegem o frecvenţă de $n = 10$ cicluri pe secundă: lungimea de undă ar fi $\lambda = 1\,820\,000/10 = 182\,000$ cm şi numărul de lungimi de undă din lungimea totală a liniei încrăcate ar fi

$$q = 1\,000\,000/182\,000 = 5{,}5$$

Curentul ce străbate inerţia ar fi

$$(I_2) = -jH/L_2a^2 \tag{24}$$

şi avem numeric (vezi formula (23))

$$I_2 = H(C' - C)\, l/p\,.$$

Să presupunem că, în întreaga lungime de 10 km a liniei, punem 200 inerţii distribuite la intervale de 50 m; avem atunci $p = 200$ şi punînd valorile numerice în formula (24), obţinem

$$I_2 = 500\,(1/177 - 1/30\,000)\,10^6/200 = 14\,000 \text{ cm}^3/\text{s}\,.$$

Pentru a găsi greutatea şi deplasamentul $\Delta_2$ al inerţiei, avem $I_2 = a\Delta_2$, în care $a = 2\pi n = 62{,}8$ .

Astfel obţinem $\Delta_2 = 14\,000/62{,}8 = 223 \text{ cm}^3$ .

Să presupunem că alegem, pentru cursa $2r$ a pistonului de inerţie $2r = 10$ cm, obţinem pentru secţiunea acestui piston $\Omega = \Delta_2/r = 44{,}6 \text{ cm}^2$. Un piston de 7,5 cm diametru ar fi aproximativ potrivit.

Greutatea $P$ a inerţiei ar fi dată de relaţia cunoscută $L_2 = P/g\Omega^2$ şi din formula (24) cunoaştem că $L_2 = H/a^2I_2 = 500/62{,}8^2 \times 14\,000 = P/981 \times 44{,}6^2$ astfel că $P = 17{,}7$ kg.

Cum avem două linii, diferind în fază cu 180°, iar inerţia se află intercalată în cele două linii, greutatea pistonului necesar pentru a încărca ambele linii ar fi $2 \times 17{,}7 = 35{,}4$ kg.

În modul acesta am determinat toate elementele necesare pentru construcţia unei linii încărcate. Calculul de mai sus este un caz simplu dat numai ca exemplu al metodei generale pentru determinarea liniilor lungi de înaltă presiune. Pentru cazuri practice, analiza trebuie să fie mai completă, ţinîndu-se seama de pierderile prin inerţii. Acestea pot fi determinate, dacă considerăm sarcina inerţiei intercalată pe cele două linii în serie cu o fricţiune, incluzînd în această fricţiune pierderile datorite frecării pistonului şi scăderea energiei cinetice datorită schimbării bruşte a secţiunii ramificaţiilor, la legătura lor cu conductele principale, care ar fi obligatoriu în unghi drept. Pierderea datorită perditanţei prin pistoane trebuie, de asemenea, luată în consideraţie. Analiza completă este puţin mai lungă dar nu prezintă vre-o dificultate specială.

Rezultă din exemplele date mai sus, că la liniile lungi trebuie să întrebuinţăm presiuni sonomotrice înalte, cu scopul de a putea întrebuinţa mărimi de conducte raţionale. Pe de altă parte este dificil a se întrebuinţa direct asemenea presiuni sonomotrice înalte la distribuirea energiei pentru scopuri practice şi sîntem prin urmare siliţi de a întrebuinţa aparate speciale, destinate a reduce presiunea sonomotrice la valori practice, spre a evita presiuni excesive în distribuirea puterii la punctele de utilizare. Asemenea instrumente se numesc *transformatori*; ele constau în general din pistoane diferenţiale; linia de transmitere principală de presiune înaltă este legată cu un cilindru, în care lichidul lucrează asupra unui mic piston, ce la rîndul lui acţionează un piston mai mare, care lucrează într-un cilindru de presiune joasă. Cu acest dispozitiv obţinem simultan o transformare a presiunii şi a curentului.

În capitolul următor se discută teoria acestor instrumente.

# TRANSFORMATORI

În capitolele precedente am studiat condensatorii și inerțiile supuse acțiunii unei aceleași presiuni sonomotrice pe ambele fețe. Vom trata acum despre aparate destinate de a transforma direct mărimea presiunii sonomotrice. Asemenea aparate le vom numi în egneral *transformatoare*. Cea mai simplă formă de transformator constă dintr-un piston diferențial în contact pe ambele lui fețe cu lichidul din linia de transmisie și liber a oscila de o parte și de alta a poziției lui mijlocii. Pistonul totuși poate fi solicitat de resorturi precum este ilustrat în figura 51.

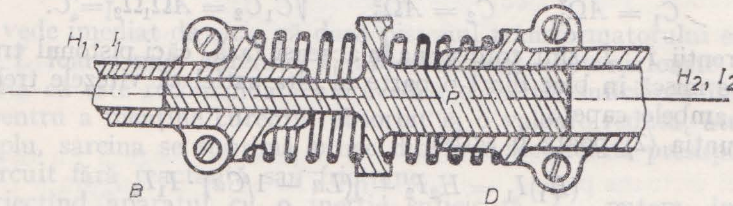



Fig. 51. — Transformator sonic.

La acest tip de transformator, lichidul din linia de transmisie $B$ lucrează pe un piston de secțiune $\Omega_1$, legat rigid cu un piston de secțiune $\Omega_2$ care lucrează asupra lichidului din conducta $D$. Corpul pistonului este presupus a avea o greutate $P$ și, precum se arată în figură, este suportat de un dispozitiv cu resorturi sau un condensator, avînd o caracteristică A cap III.

Dacă luăm un instrument exact similar cu cel arătat, cu excepția ca diametrele cilindrilor $B$ și $D$ să fie egale, putem scrie

$$H_1 - H_2' = \mathrm{j}(L_1 a - 1/C_1 a)\, I_1, \tag{1}$$

în care $L_1 = P/g\Omega_1^2$, $C_1 = A\Omega_1^2$, și $H_2'$ este o presiune sonomotrice echivalentă, aleasă astfel ca în fiece moment să avem $H_2'\Omega_1 = H_2\Omega_2$. Cu alte cuvinte, forța exercitată de lichid în cilindrul $D$ asupra pistonului $P$ este egală la ambele instrumente.

În asemenea condiții mișcările pistoanelor la ambele instrumente sînt identice și rezultă că, dacă substituim pe $H_2'$ în ecuația (1), obținem ecuația mișcării transformatorului ilustrat.

Avem prin urmare

$$H_1 - H_2 \cdot (\Omega_2/\Omega_1) = \mathrm{j}(Pa/g\Omega_1^2 - 1/aA\Omega_1^2)\, I_1.$$

Aceasta se poate scrie

$$H_1\Omega_1 - H_2\Omega_2 = \mathrm{j}(Pa/g\Omega_1\Omega_2 - 1/aA\Omega_1\Omega_2)\, \Omega_2 I_1$$

și punînd

$$L = P/g\Omega_1\Omega_2, \qquad C = A\Omega_1\Omega_2,$$

deoarece $\Omega_1$ și $\Omega_2$ sînt proporționale cu $I_1$, $I_2$ din cei doi cilindri $B$ și $D$, avem

$$H_1I_1 - H_2I_2 = \mathrm{j}(La - 1/Ca)\, I_1I_2. \qquad (2)$$

Această ecuație este generală dacă se neglijează fricțiunea și perditanța din transformator. $L$ și $C$ sînt respectiv *coeficientul de inerție mutual și capacitatea* transformatorului.

Trebuie notat că, dacă $L_1$, $C_1$ și $L_2$, $C_2$ reprezintă inerția pistonului și capacitatea resorturilor în relație cu cilindri respectivi $B$ și $D$, avem pentru coeficientul mutual de inerție și capacitatea mutuală a transformatorului $L = \sqrt{L_1L_2}$, $C = \sqrt{C_1C_2}$.

Aceasta se poate verifica ușor, deoarece prin definiție

$$L_1 = P/g\Omega_1^2, \qquad L_2 = P/g\Omega_2^2$$

și obținem

$$\sqrt{L_1L_2} = P/g\Omega_1\Omega_2 = L,$$

iar mai departe

$$C_1 = A\Omega_1^2, \qquad C_2 = A\Omega_2^2, \qquad \sqrt{C_1C_2} = A\Omega_1\Omega_2 = C.$$

Curenții $I_1$, $I_2$ sînt totdeauna în aceeași fază, căci pistonul transformatorului se mișcă în bloc dintr-o parte în alta astfel că vitezele trebuie să fie egale la ambele capete.

Ecuația (2) poate fi scrisă

$$(H_1)I_1 = H_2I_2 + \mathrm{j}(La - 1/Ca) \cdot I_1I_2 \qquad (3)$$

și numeric

$$H_1I_1 = I_2\sqrt{H_2^2 + (La - 1/Ca)^2 I_1^2}.$$

*Exemple*

*Problema I.* Un transformator cu un piston de greutatea $P$ și cu secțiuni $\Omega_1$ și $\Omega_2$ este plasat pe o ramificație a unei linii de transmisie primară, în care presiunea sonomotrice este $H_1$. Nici un resort nu este întrebuințat în transformator. Linia secundară este legată cu o linie de transmisie indefinită, de secțiunea $\omega$. A se găsi curenții primar și secundar $I_2$, $I_2$, și presiunea sonomotrice secundară $H_2$.

La o conductă de o lungime indefinită, avem (cap. VI) $I_2 = \psi H_2$. Din ecuația (3)

$$(H_1)I_1 = H_2I_2 + \mathrm{j}LaI_1I_2 \qquad (4)$$

și mai departe avem

$$I_1/I_2 = \Omega_1/\Omega_2 = m,$$

$m$ fiind raportul de transformare și $L = P/g\Omega_1\Omega_2$, din (4) obținem numeric

$$H_1 = (I_2/I_1)\sqrt{H_2^2 + (LaI_1)^2}\,,$$

din care obținem

$$I_1 = m^2\psi H_1/\sqrt{1 + (\psi maL)^2}\,,$$

astfel că

$$I_2 = I_1/m = m\psi H_1/\sqrt{1 + (\psi maL)^2},$$
$$H_2 = I_2/\psi = I_1/m\psi = mH_1/\sqrt{1 + (\psi maL)^2}.$$

Dacă $L$ este foarte mic, precum este cazul cînd se întrebuințează un piston foarte ușor sau dacă secțiunile $\Omega_1$ și $\Omega_2$ sînt mari, aceste formule se reduc la

$$I_1 \sim m^2\psi H_1 [1 - (1/2)(\psi maL)^2], \qquad H_2 \sim mH_1 [1 - (1/2)(\psi maL)^2]$$

și cu o primă aproximație

$$I_1 \sim m^2\psi H_1, \qquad H_2 \sim mH_1.$$

*Problema II.* Transformatorul din exemplul precedent este legat cu un rezonator care nu absoarbe lucru, sau cu o capacitate infinită. A se găsi curentul primar.

În acest caz avem $H_2 = 0$ iar ecuația (4) din exemplul precedent dă

$$(H_1) = jLaI_2 = jLaI_1/m$$

și avem numeric

$$I_1 = mH_1/La.$$

Se vede imediat de aici, că dacă pistonul transformatorului este foarte ușor sau $L$ foarte mic, curentul $I_1$ absorbit poate deveni foarte mare. De aici rezultă că este recomandabil a prevedea o inerție suficientă în transformator, pentru a menține curentul absorbit la o valoare redusă, atunci cînd, de exemplu, sarcina se suprimă brusc din linia secundară, presupusă legată cu un circuit fără reactanță sau fricțiune.

Poriectînd aparatul cu o inerție sufieicntă $L$, putem întrebuința transformatoare la instalații de distribuție de forță, cu scopul de a limita curentul furnizat unei mașini date la orice valoare voită.

*Notă.* Un transformator cu raportul $\Omega_1/\Omega_2 = 1$ se reduce la o inerție sau capacitate obișnuită, după cum inerția sau elasticitatea predomină în valoarea reactanței totale.

CAPITOLUL XII

# APLICAȚIILE SONICITĂȚII

## XII. 1. MOTOARE ȘI GENERATOARE SONICE SINCRONE

Generatorul și receptorul sînt de construcții similare, iar funcționarea este reversibilă.

În figura 52 este prezentată o mașină sonică sincronă descrisă în două secțiuni. Pentru țevile de legătură între generator și receptor sînt prevăzute orificiile *a, b, c*. Aceste orificii comunică cu camerele $a^1$, $b^1$, $c^1$, fiecare fiind în comunicație cu trei pistoane $p^1$, $p^2$, $p^3$ aranjate radial.

Pistoanele sînt în contact cu un excentric *d* prin intermediul unui rulment radial. Excentricul este montat pe axul *e*.

Spațiile ce comunică cu orificiile *a, b, c* sînt umplute cu lichid, iar pistoanele stau pe excentric împinse de resort. Un fluid convenabil pentru sistemul de transmisie descris ar fi uleiul mineral, deși în principiu orice lichid sau gaz ar putea fi utilizat.

Se observă că aranjamentul din figura 52 asigură un deplasament dat de trei pistoane pentru o singură fază. Acest lucru asigură o construcție mai compactă, presiuni mai mici la suprafața de contact între rulmentul excentricului și pistoane, deplasament mai mare pentru o fază față de situația în care s-ar fi folosit un singur piston pe fază.

Sistemul prezintă analogie cu sistemul electric trifazat. Un important avantaj față de transmisiile electrice este acela că poate fi utilizat, economic, pentru viteze de rotație foarte scăzute.

Pentru mașina din schița prezentată se constată că la o rotație a axului se produce cîte un impuls de presiune în fiecare fază. Între frecvența mișcării lichidului $f$ și viteza de rotație a axului $n$ (rot/min) există relația $f = n/30$.

Dacă motorul și generatorul au construcții identice, vitezele lor vor fi egale.

Dacă viteza de rotație este mică, sau distanța între generator și motor este mică față de lungimea de undă $\lambda$, $\lambda = c/f$ ($c$ fiind viteza sunetului în fluid, m/s), atunci fenomenul de propagare a undelor de presiune de la generator la receptor poate fi asimilat cu o mișcare ,,în bloc'' a întregului fluid, iar conceptul de incompresibilitate a lichidelor este potrivit pentru descrierea fenomenului.

Dacă distanța între generator și receptor se mărește, în lungul liniei se găsesc, la un moment dat, zone cu presiune mare și zone cu depresiune, ceea ce arată că se produce o propagare de unde în mediu elastic. Funcționarea transmisiei nu este posibilă decît în anumite condiții, descrise analitic în capitolul privind stabilitatea liniilor lungi.

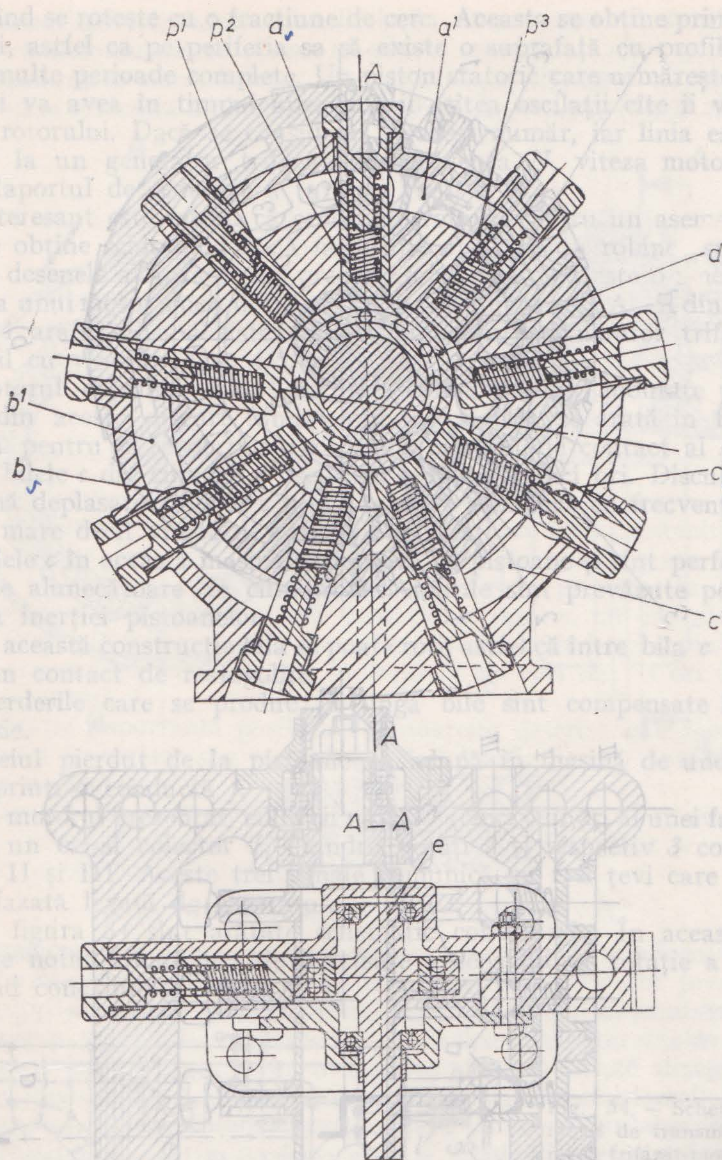



Fig. 52. — Mașină sonică sincronă.

Se pune problema de a construi un sistem de transmisie sonică a puterii cu mașini sincrone avînd viteze de rotație diferite. De exemplu, generatorul funcționînd la viteză mare se dorește ca motorul să aibă o viteză de rotație. mai mică. Aceasta ar putea favoriza pornirea motorului, dacă inerția axului nu este prea mare.

Un asemenea motor cuprinde trei grupe de pistoane în cilindri, fiecare grup fiind conectat prin anumite legături la trei coloane de lichid, care transmit oscilațiile date de generatorul trifazat. Rotorul este modelat astfel încît pistoanele în contact cu el descriu o mișcare sinusoidală completă

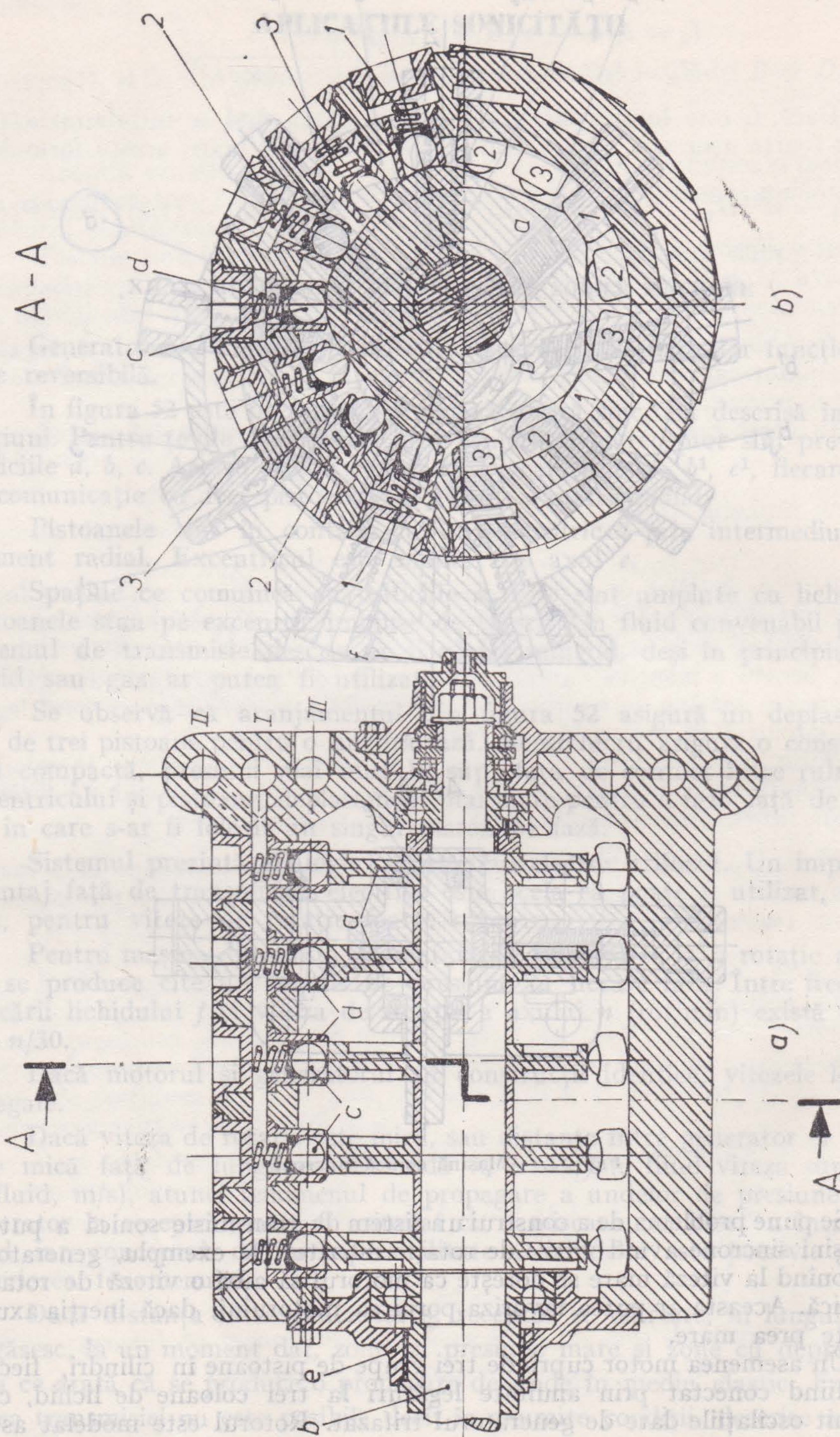



Fig. 53. — Motor sonic sincron: *a* — secțiunea transversală; *b* — secțiunea A — A.

Se pune problema dacă construirea unui sistem de transmisie sonică a puterii cu mașini sincrone [illegible] este posibilă. De exemplu, generatorul funcționînd la viteză mare este cuplat cu un motor cu o viteză de rotație mai mică. Această [illegible] se poate realiza [illegible] dacă inerția axului nu este prea mare.

Un asemenea motor cuprinde trei grupe de pistoane în cilindri, fiecare grup fiind conectat prin anumite legături la trei coloane de lichid, care transmit oscilațiile date de generatorul trifazat. Motorul este modelat astfel încît pistoanele în contact cu cel descriu o mișcare sinusoidală completă

atunci cînd se rotește cu o fracțiune de cerc. Aceasta se obține prin modelarea rotorului, astfel ca pe periferia sa să existe o suprafață cu profil sinusoidal cu mai multe perioade complete. Un piston statoric care urmărește suprafața rotorului va avea în timpul unei rotații atîtea oscilații cîte îi va imprima profilul rotorului. Dacă se consideră $M$ acest număr, iar linia este alimentată de la un generator trifazat cu frecvența $N$, viteza motorului va fi $N/M$. Raportul de reducere a turației va fi $1/M$.

Interesant este faptul că sensul de rotație pentru un asemenea motor se poate obține schimbînd două faze între ele (cu un robinet special).

În desenele alăturate sînt prezentate: figura 53 *a* este o secțiune transversală a unui motor sincron; figura 53 *b* o secțiune pe axa A—A din figura 53*a*; figura 54 arată schema sistemului de transmisie -generator trifazat motor reversibil cu viteză redusă 1/5.

Rotorul cuprinde cinci discuri asemănătoare *a*, montate pe axul *b*, fiecare din aceste discuri fiind profilat așa cum se arată în figura 53 *b*, astfel că pentru o revoluție a rotorului punctul de contact al discului cu una din bilele *c* din cilindrii *d* oscilează radial de cinci ori. Discul în rotație determină deplasarea bilelor *c* într-o mișcare armonică cu frecvența de cinci ori mai mare decît viteza de rotație a axului *b*.

Bilele *c* în această mașină acționează ca pistoane și sînt perfect așezate în cupele alunecătoare în cilindrii *d*. Arcurile sînt prevăzute pentru compensarea inerției pistoanelor.

În această construcție bila se poate roti, astfel că între bila *c* și discul *a* există un contact de rostogolire.

Pierderile care se produc pe lîngă bile sînt compensate în linia de transmisie.

Uleiul pierdut de la pistoane se adună în mașină de unde poate fi drenat printr-o conductă *f*.

La motorul prezentat, cilindrii notați *1* (cinci cilindri ai unei faze) comunică cu un canal colector *I*, cilindrii notați *2* și respectiv *3* comunică cu canalele II și III. Aceste trei canale comunică cu trei țevi care reprezintă linia trifazată legată de generator.

În figura 54 sînt arătate schematic conexiunile. În această schemă cu *g* este notat un robinet de inversare a sensului de rotație a motorului schimbînd conexiunile a două faze.

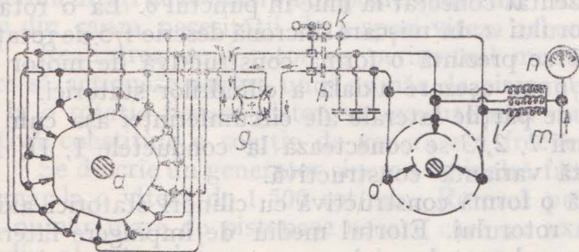


Fig. 54. — Schema sistemului de transmisie generator trifazat-motor reversibil cu viteză redusă 1/5.

Trei condensatoare sînt conectate la linie în *h* cu scopul de a prelua șocurile de presiune care s-ar produce la inversarea sensului sau la oprirea motorului prin închiderea liniei cu robinetul *k*. Cele trei faze ale liniei de transmisie pot fi conectate în punctul *l* prin trei conducte cu secțiunea de trecere foarte mică într-un punct comun *m*.

În punctul *m* nu există variații de presiune (punctul neutru al sistemului trifazat) și pe aici se poate pompa ulei la presiunea medie de lucru

astfel încît să fie compensate pierderile din instalație. Un manometru în punctul $n$ ar indica presiunea medie în conducte. Conductele $l$ trebuie să fie suficient de lungi și cu diametru mic pentru a nu se produce pierderi mari în ele (rezistența sonică să fie mare) prin încălzire.

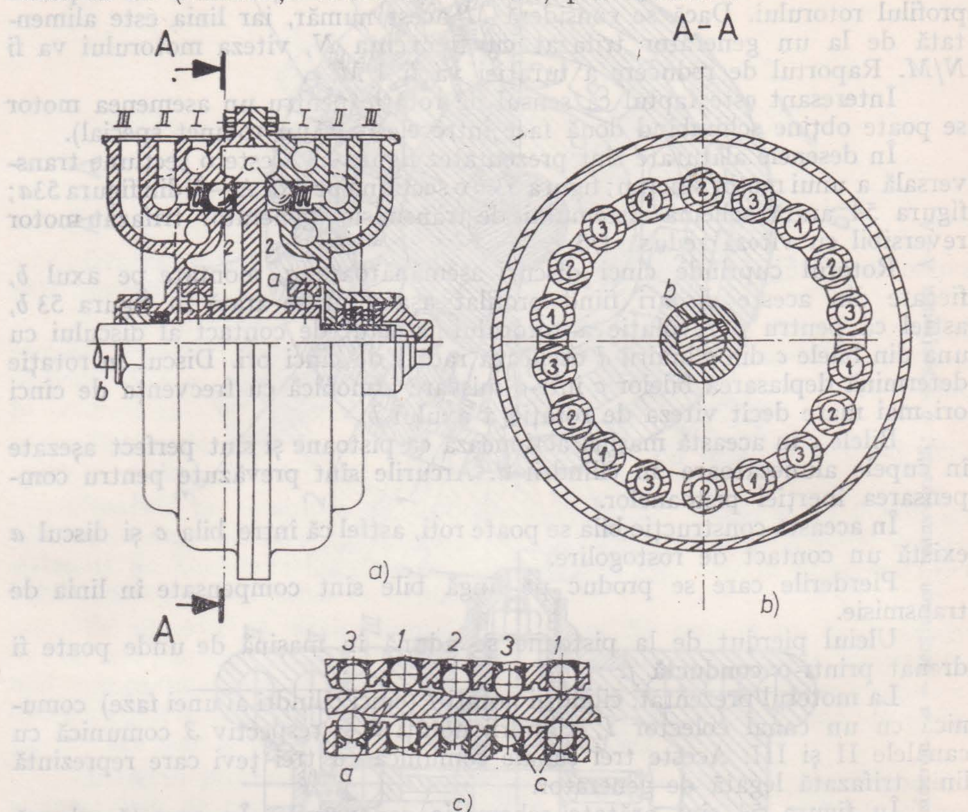



Fig. 55. — Motor sonic cu cilindri statorici axiali pe ambele părți ale rotorului: $a$ — secțiune și vedere; $b$ — secțiunea A—A; $c$ — detaliu.

Generatorul este reprezentat conectat la linie în punctul $o$. La o rotație a generatorului $o$, axul motorului $a$, în mișcare sincronă descrie 1/5 de rotație.

În figurile 55, 56 și 57 se prezintă o formă constructivă de motor cu raport de demultiplicare 1/6 cu așezare axială a cilindrilor statorici.

Discul $a$ este modelat de părțile laterale ale circumferinței așa cum se prezintă în detaliul $c$. Cilindrii *1, 2, 3* se conectează la conductele I, II, III în același mod ca la cealaltă variantă constructivă.

În figura 56 se prezintă o formă constructivă cu cilindri statorici axiali așezați numai pe o parte a rotorului. Efortul mediu de împingere laterală a motorului este preluat de rulmentul axial $r$.

Sînt posibile multe variante constructive, iar pentru anumite aplicații se sugerează chiar o construcție cu mai multe rotoare montate pe același ax, fiecare rotor avînd o demultiplicare diferită de a celorlalte, iar conectarea rotoarelor la linia de transmisie să se facă astfel ca un singur profil de rotor să fie activ la un anumit moment. Se pot obține astfel cu un singur motor, cîteva viteze sincrone.

Comutarea se poate realiza cu robinete construite special astfel ca să realizeze conexiunile dorite.

Motoarele descrise mai sus pot fi utilizate ca generatoare. Dacă rotorul este antrenat de un motor primar, curentul sonic alternativ produs în linia de transmisie va avea o frecvență mai mare, raportul dintre frecvența curentului și viteza rotorului fiind determinat de numărul ondulațiilor de pe rotor.

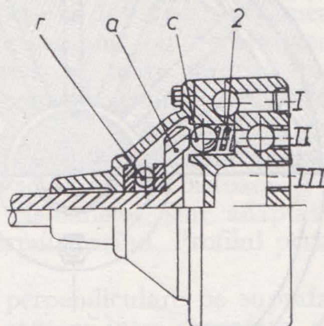



Fig. 56. — Motor sonic cu cilindri statorici axiali pe o parte a rotorului.

Curenții de frecvență mare obținuți astfel pot fi utilizați pentru a alimenta motoare similare cu alt raport de reducere a turației, încît combinînd motoare ca cele descrise se poate obține orice raport de reducere sau de ridicare a turației. De exemplu, dacă generatorul are un rotor prevăzut cu două ondulații pe periferie care dă deci două oscilații pe rotație, iar curenții trifazați, obținuți comandă mișcarea unei mașini cu rotorul avînd trei ondulații atunci raportul transmisiei va fi 3/2, iar motorul se va roti de 1,5 ori mai repede decît generatorul.

Aplicația importantă posibilă a motoarelor descrise este aceea a reducerii turației turbinelor sau motoarelor cu explozie pentru antrenarea lentă a elicelor de vapor.

Pentru acționările care au inerții mari, pornirea se recomandă a se face prin intermediul unui element cu alunecare între rotor și arborele de ieșire, ce se blochează după pornire.

### XII.2. GENERATOR DE ÎNALTĂ FRECVENȚĂ

Generatorul sonic reprezentat de pistonul antrenat de un excentric are frecvența determinată de viteza axului și dacă frecvențele nu sînt prea mari nu sînt dificultăți de realizare a dispozitivului, dar ridicînd frecvența apar dificultăți din cauza necesității de a spori viteza arborelui motorului de antrenare.

Realizarea unui rotor cu perimetrul modulat cu mai multe sinusoide care să acționeze asupra unui număr de pistoane radiale sau axiale — astfel ca la o rotație fiecare piston să execute mai multe cicluri de mișcare alternativă, constituie o soluție de generare a frecvențelor relativ ridicate.

Se descrie un generator sincron de înaltă frecvență antrenat de un motor primar la o viteză de 1 500 rot/min. Rotorul profilat, din oțel tratat mișcă un număr mare de pistonașe ușoare care au axa perpendiculară pe profilul mediu al rotorului.

Capetele de sprijin ale pistonașelor pe suprafața rotorului sînt profilate astfel ca să existe un contact care să permită transmiterea mișcării, iar presiunile locale să nu elimine pelicula de ulei necesară ungerii. Dacă este necesar, se asigură o ungere cu ulei sub presiune obținut cu o pompă de ulei. De asemenea, se pot utiliza contacte cu materiale speciale.

Dacă se modulează perimetrul rotorului cu o linie sinusoidală avînd 20 perioade complete, atunci la o rotație fiecare piston ce se sprijină pe rotor va executa 20 de mișcări alternative.

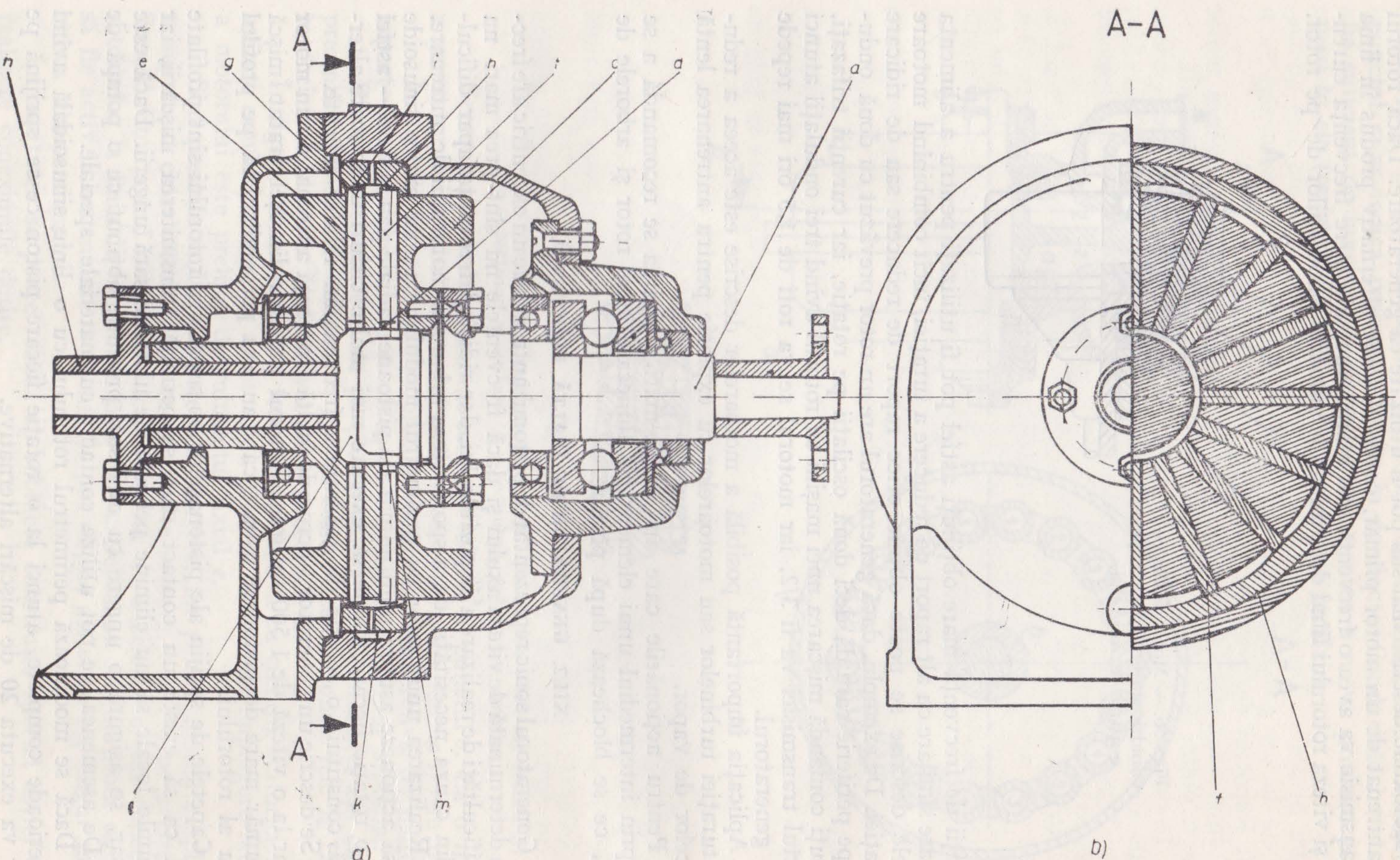



Fig. 57. — Generator de înaltă frecvență: *a* — secțiune longitudinală; *b* — secțiunea A—A.

Dacă în jurul acestui rotor se dispun la unghiuri egale 20 de pistoane de construcție specială pentru a fi cît se poate de ușoare, atunci la fiecare rotație fiecare din cele 20 de pistoane va produce 20 de impulsuri cu cursa de două ori mai mare ca amplitudinea sinusoidei modulate pe rotor.

Presupunînd o cursă de 1 mm și o secțiune de 0,5 cm$^2$, acțiunea tuturor pistoanelor va determina într-o conexiune comună un deplasament de 1 cm$^3$, care deși este mic, determină un curent sonic mare datorită frecvenței mari. În figura 57 *a, b* se prezintă un asemenea generator, antrenat la 1 500 rot/min.

Arborele este solidar cu blocul *c* avînd cilindrii *d* și *e* așezați radial în care se mișcă pistoanele *f, g*. Două seturi de 16 pistoane și cilindri sînt egal distribuiți pe periferie. Capetele pistoanelor sînt adaptate să preseze pe suprafața ondulată *h, i* fixată de corpul mașinii. Profilul permite pistonașelor o cursă de 0,25 mm.

Axele pistoanelor nu sînt exact perpendiculare pe suprafața ondulată ci ușor înclinate astfel că punctul de contact între suprafața roții ondulate și piston nu cade pe axa pistonului. În timpul lucrului, se produce o rotire uniformă a pistoanelor în jurul axei proprii. Aceasta asigură suprafețe de lucru rodate, iar uzura este uniformă.

În desenul alăturat acest efect este obținut prin curbarea ușoară a profilului cu came față de planul ce trece prin axul arborelui rotor. Suprafața camei nu este paralelă cu axul mașinii.

În spațiul *k* circulă ulei care răcește și unge suprafețele de contact între piston și profil.

Spațiul *l* comunică cu pistoanele *f, g* și transmite curentul sonic în linia de transmisie care se găsește sub o presiune medie de aproximativ 250 atmosfere.

Bosa *m* este proiectată cu scopul de diminua volumul, respectiv capacitatea instalației. Linia de transmisie se poate conecta la filetul *n*.

Formele constructive pot fi foarte variate, bazate pe principiile și modelul prezentat.

De remarcat că se pot obține de la un generator curenți sonici cu mai multe frecvențe, profilînd suprafețele *h* și *i* cu o curbă obținută prin suprapunerea a două sinusoide. Profilul rezultant desfășurat va fi o curbă obținută din suprapunerea a două sinusoide cu amplitudini caracteristice. Frecvențele obținute au fost de ordinul 20 ÷ 30 kHz.

Generatoarele sonice de înaltă frecvență au permis realizarea unor scule speciale pentru prelucrat sticlă, vibrarea metalului topit, aplicații medicale etc.

### XII.3. MOTOARE SONICE ASINCRONE

Motoarele sonice asincrone pot avea construcții diferite în raport cu puterea și destinația.

Motorul constă dintr-un stator, un element de transmitere a puterii către rotor și rotorul propriu-zis prevăzut cu mijloace care să permită o alunecare față de impulsurile de rotație ale statorului.

Performanțe optime ale motorului asincron se obțin atunci cînd alunecarea rotorului, respectiv viteza de rotație și cuplul pot fi schimbate după dorință.

În forma constructivă arătată în figura 58, statorul cuprinde trei cilindri *a, b, c,* conectați la o linie trifazată. Transmițătorul este format dintr-un rulment cu bile al cărui inel exterior *d* este acționat de pistoanele statorului prin intermediul segmentelor de sferă *p* (ce permit alunecarea în piston). Inelul interior *e* transmite efortul pistoanelor rotorice prin segmentele de sferă *q*.

Rotorul *r* cuprinde trei cilindri *f, g, h,* în care pistoanele $f^1$, $g^1$, $h^1$ sînt susținute de resorturi. Spațiul închis de pistoanele rotorice este umplut cu lichid sau un material vîscos. Reactanța rotorului este determinată de resorturile cu care lucrează pistoanele. Cilindrii *f, g, h* sînt conectați prin orificiile înguste *l, m, n* cu camera *o*.

Dacă cilindrii *a, b, c* sînt conectați la o linie trifazată de curenți sonici alternativi, centrul inelelor *d* și *e* se va deplasa, deplasamentul fiind constant ca amplitudine și rotindu-se față de centrul statorului.

Cilindrii rotorului au tendința de rotație față de centrul (cilindrii *f, g, h*) rotorului în timp ce pistoanele $f^1$, $g^1$, $h^1$ urmăresc mișcarea inelului *e* al transmițătorului. Mișcarea relativă a pistoanelor $f^1$, $g^1$, $h^1$, în cilindrii *f, g, h* vor pompa lichidul din cilindri prin orificiile mici *l, m, n.*

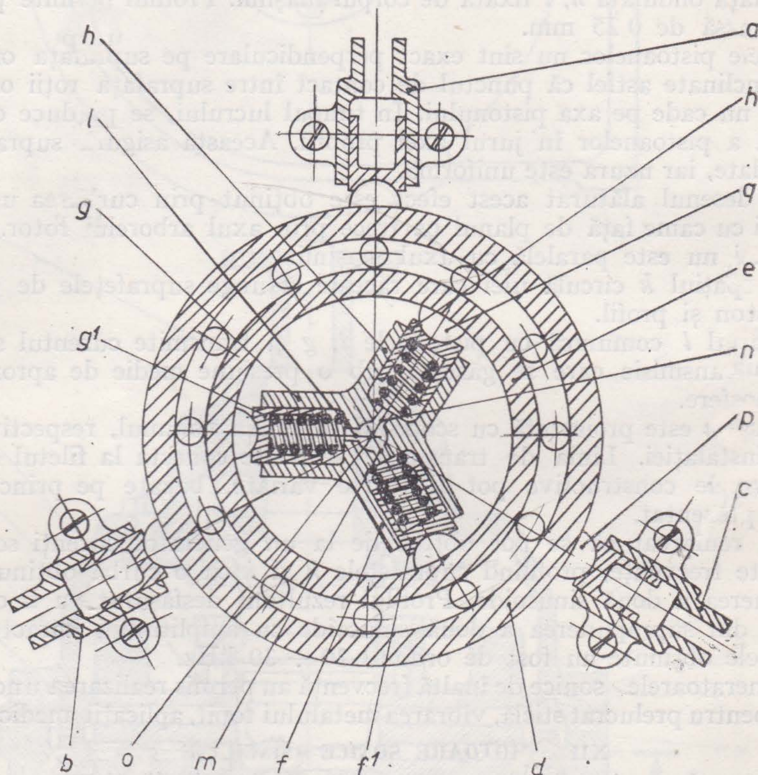


Fig. 58. – Motor sonic asincron.

S-a arătat matematic că rezistența de fricțiune la curgerea lichidului prin orificiile *l, m, n,* presiunea resorturilor și presiunea lichidului în cilindrii rotorului vor da un cuplu constant ca mărime și direcție. Ca urmare rotorul va porni și se va roti cu o viteză unghiulară mai mică decît viteza unghiulară a deplasamentului rotitor al transmițătorului. Rotorul, la rîndul său va putea exercita un cuplu asupra sarcinii la arbore.

Rotorul se mișcă deci în aceeași direcție cu deplasamentul rotitor. Rotorul are totuși o alunecare relativă față de deplasamentul rotitor datorită efectului de pompare a pistoanelor rotorului prin orificiile *l, m, n* în camera *o*. Reducînd secțiunile orificiilor de trecere *l, m, n,* alunecarea poate fi redusă oricît de mult, pînă cînd viteza rotorului se apropie foarte mult de

viteza sincronă a cîmpului rotitor. În funcționare este preferat regimul de funcționare cu alunecări mici. Pe de altă parte, dacă secțiunile de trecere *l, m, n* sînt foarte mici, cuplul de pornire al motorului va fi mic și pentru a obține un cuplu de pornire important, trecerile *l, m, n* trebuie să fie cu secțiune mai mare.

Acest reglaj al secțiunilor de trecere se poate realiza din exterior cu un dispozitiv de obturare. În o anumită formă constructivă de la cei trei cilindri ai rotorului pot fi colectate ieșirile printr-un colector în afara motorului unde un ventil convenabil construit închide, după dorință, comunicația între faze și punctul comun. Această construcție prezintă avantajul că puterea disipată la pornire în punctul de strangulație este transmisă mai ușor mediului exterior.

Construcția motorului asincron cu colector permite realizarea unor montaje mai complexe. Astfel, ieșirile rotorului pot fi conectate la cilindrii statorici ai unui motor similar, rotorii celor două mașini fiind cuplați mecanic. Un asemenea aranjament a două mașini, permite obținerea unui cuplu dublu iar viteza de rotație jumătate față de performanțele la o mașină simplă.

În figura 59, statorul mașinii are cîte trei pistoane pentru fiecare fază. Aceste pistoane produc un cîmp rotitor de mișcări care acționează asupra transmițătorului.

Fazele liniei de transmisie sînt legate la racordurile *3, 4, 5,* fiecare comunicînd cu trei pistoane statorice prin canalele *6, 7, 8* (fig. 59).

Transmițătorul constă dintr-un rulment *g* așezat pe suprafețele sferice *10* și *11* ale statorului și rotorului. Rotorul *12* este prevăzut cu nouă pistoane aranjate în trei grupuri și susținut longitudinal de rulmentul *13* contra piesei *14* a statorului. Rotorul *12* este blocat pe axul *15* iar cilindrii săi *16* comunică cu o gaură în ax prin orificiile *17*. Un ventil cu ac *18* este construit astfel încît poate fi acționat din exterior pentru a obtura mai mult sau mai puțin comunicația între cilindrii rotorului.

Pistoanele rotorului sînt apăsate pe transmițător de resorturile *19*. Ventilul cu ac se manevrează din exteriorul motorului prin roata de manevră *20*. Vîrful are o asemenea formă încît modifică deschiderile între cilindri și punctul comun, respectiv fricțiunile sonice care se opun mișcării libere a pistoanelor.

O conexiune este prevăzută la capătul exterior al tijei *18* pentru a fi cuplată cu o sursă de presiune constantă. Aceasta pompează lichid în cilindrii rotorului la o presiune constantă, astfel ca presiunea medie să asigure o umplere permanentă a cilindrilor.

Lichidul necesar pentru acest scop poate fi luat din linia statorului printr-o țeavă lungă cu diametrul de trecere mic (rezistența sonică mare), pentru a nu se produce pierderi mari de energie.

Pentru mașini mari este convenabil a prevedea o pompă pe motor cu scopul de a menține o presiune constantă de ulei în rotor, ceea ce ar avea efecte favorabile asupra ungerii.

Pornind de la un motor de acest tip, pentru a obține un cuplu de pornire mare, cu manivela *20* se deschid orificiile *17* pînă la o anumită dimensiune convenabilă și se cuplează statorul la rețeaua trifazată sonică.

Cînd motorul a ajuns la o viteză normală se închid parțial aceleași orificii, manevrînd manivela *20* cu scopul de a reduce alunecarea la minim posibil.

De remarcat că rulmenții cu bile descriși pot fi înlocuiți cu alte suprafețe cu frecare mică iar pentru a evita frecarea pot fi utilizate alte dispozitive.

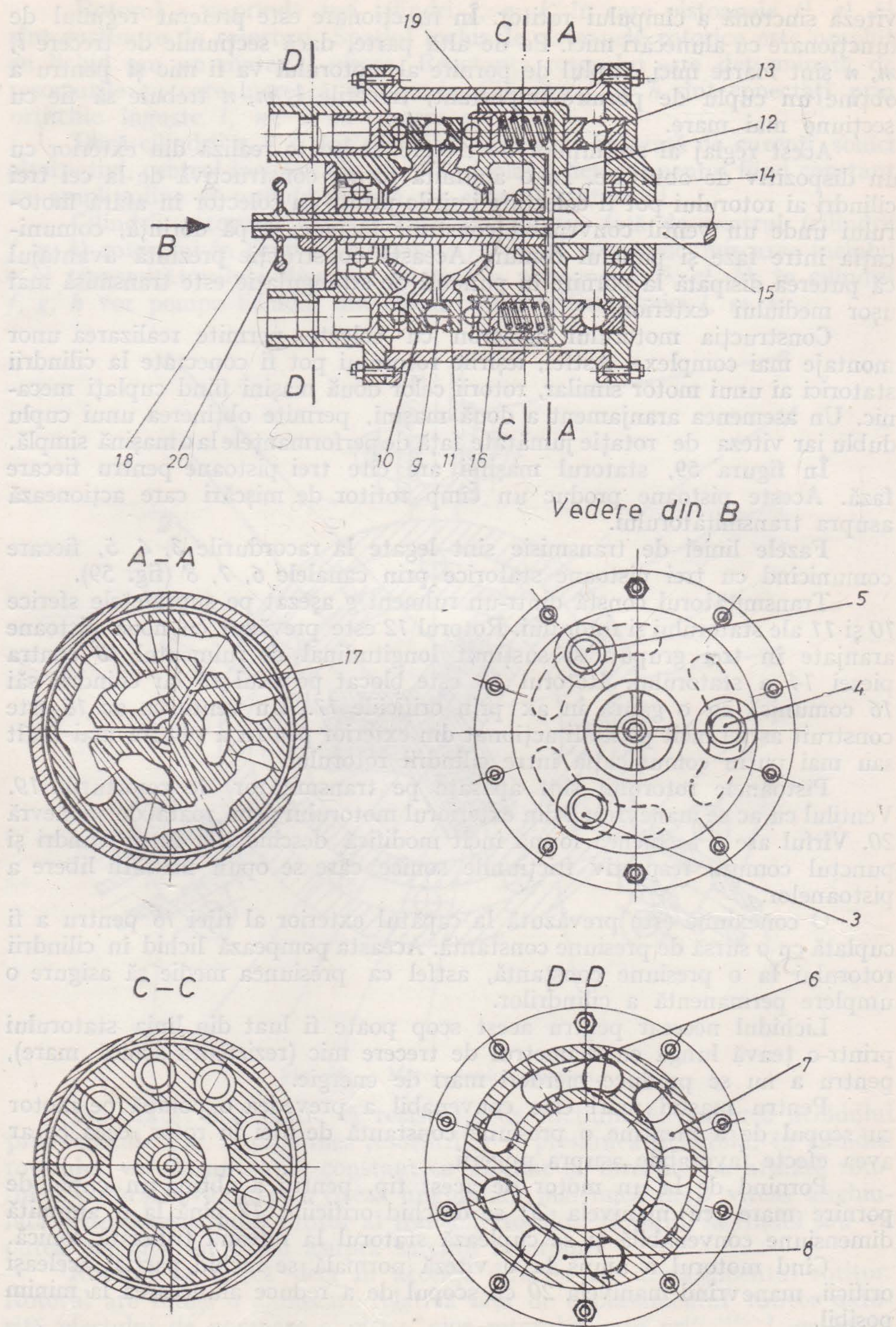



Fig. 59. – Motor sonic asincron trifazat cu cîmp rotativ produs de 9 cilindri statorici (3 pe fază).

De preferat a se prevedea o bună ventilaţie pentru a disipa energia pierdută în rotor atunci cînd acesta lucrează la alunecări mari. Uleiul de ungere poate fi eventual circulat cu o pompă printr-un radiator, evacuîndu-se astfel căldura rotorului în exterior.

La motoare mari, circuitul rotorului poate fi cuplat în exterior printr-un arbore găurit şi cu colector special construit pentru a fi conectat cu reactanţe exterioare (condensatoare sonice sau inerţii sonice).

În figura 60 se prezintă o formă constructivă simplă în care rotorul nu mai are pistoane şi cilindri. Cele trei faze ale liniei de presiuni sînt cuplate cu statorul *22* care prin trei pistoane determină o mişcare oscilantă a piesei *23* care are un contact sferic cu frecare cu rotorul *24*.

Resortul *25* tinde să menţină piesa mobilă pe care se sprijină în poziţie normală faţă de axa motorului.

Rotorul este cuplat mecanic (cu pană) pe axul *26*.

În acest model constructiv, reactanţa este furnizată de resortul *25*. În acest caz un rulment *27* are rolul de a ţine pe acelaşi ax piesele *23* şi *28*.

Funcţionarea motorului este următoarea: cîmpul rotitor produs de pulsaţiile curentului alternativ trifazat în statorul *22* determină deflecţia planului frontal a piesei *28* care se înclină faţă de axul motorului, linia de maximă înclinare a acestui plan rotindu-se uniform în jurul axei. Această înclinare se face împotriva tendinţei arcului *25*.

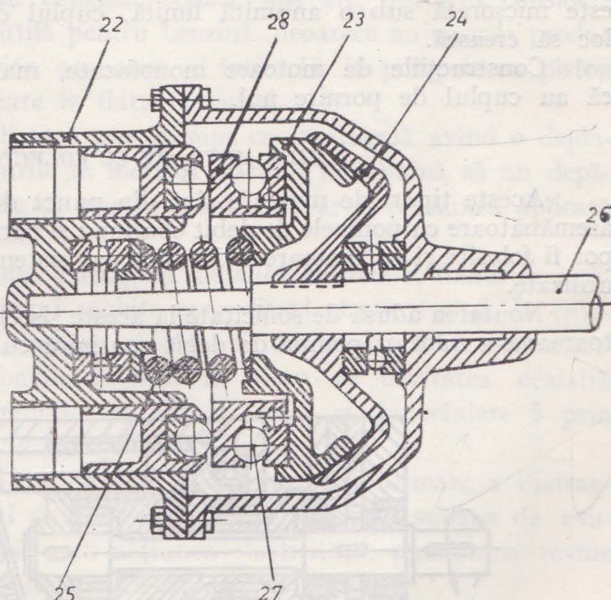



Fig. 60. — Motor sonic asincron fără cilindri rotorici.

Fricţiunea între piesele *23* şi *24* are acelaşi rol ca fricţiunea lichidului din modelul constructiv descris anterior, rezultatul fiind un cuplu acţionînd asupra piesei *24* şi care determină rotaţia axului *26*. Fricţiunea între piesele *23* şi *24* trebuie să fie suficient de mare pentru a preveni alunecări mari, nedorite.

Într-o formă constructivă modificată, arătată în figura 61, în locul resortului care limitează înclinarea piesei oscilante se utilizează fricţiunea între transmiţătorul *31* şi rotorul *32*. Limitarea cursei pistoanelor statorice *33* este realizată de flanşa *34* care se sprijină pe rotor într-un punct. Freca-

rea necesară rezultă din apăsarea pistoanelor transmisă prin piesa oscilantă rotorului *32*. Un rulment axial poate fi eventual montat între pistoanele *33* și flanșa *34*.

Conform teoriei, la motoarele descrise mai sus cuplul maxim posibil se produce la alunecarea zero, iar la pornire nu poate fi obținut un cuplu mai mare. De asemenea, nu poate fi obținută o viteză mai mare decît viteza sincronă.

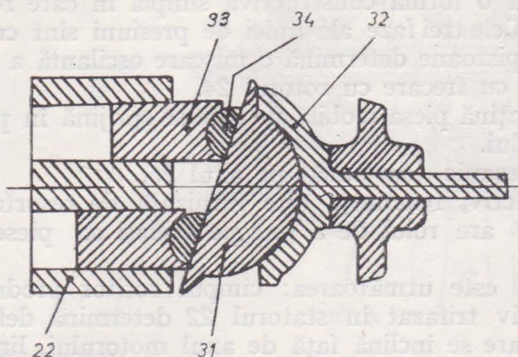



Fig. 61. — Variantă constructivă a motorului sonic asincron fără cilindri rotorici.

Se subliniază că cuplul maxim la pornirea motoarelor asincrone este determinat de rezistența și capacitatea sonică a rotorului. Dacă rezistența este micșorată sub o anumită limită, cuplul de pornire se micșorează în loc să crească.

Construcțiile de motoare monofazate, mai simple, au dezavantajul că au cuplul de pornire nul.

### XII.4. MOTOARE CU COLECTOR

Aceste tipuri de motoare sînt din punct de vedere constructiv foarte asemănătoare cu pompele de debit continuu și cursă variabilă. Aceste pompe pot fi folosite și ca motoare hidraulice, iar sisteme de acest gen sînt foarte utilizate.

Noutatea adusă de sonicitate la aceste sisteme de acționare este următoarea: s-a înlocuit pompa de debit continuu cu un generator de impulsuri

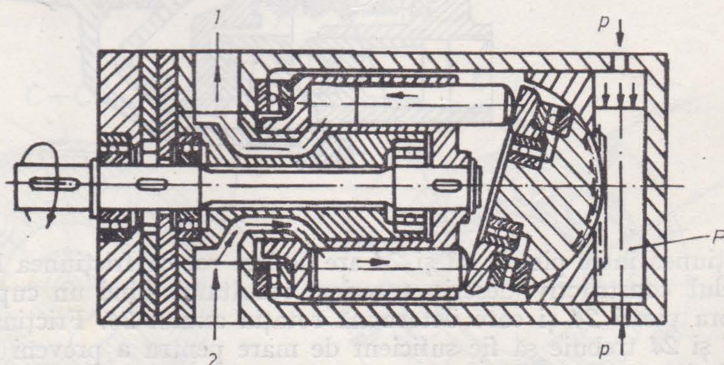



Fig. 62. — Motor cu colector.

alternative de debit și presiune, motorul rămînind neschimbat. Deoarece excentricitatea și debitul prin motorul hidraulic își schimbă sensul la fiecare perioadă simultan rotorul se va mișca mereu în aceiași direcție. Asemenea

motoare au cupluri maxime la pornire și au caracteristica convenabilă pentru tracțiune. În figura 62 se prezintă un model constructiv.

Alimentarea motorului se face prin orificiile *1*, *2* iar mărimea excentricului este stabilită hidraulic prin acțiunea pistonului *P* cu cremalieră. Acționarea pistonului *P* este determinată de diferența presiunilor la orificiile *p*. Pistoanele rotorului comunică cu orificiul *1* sau *2* în timpul rotației.

În regim de motor, construcția funcționează atît cu flux continuu cît și cu curenți de fluid alternativi.

Teoria stabilită pentru modelul constructiv cu pistoane radiale este valabilă și în acest caz.

## XII.5. POMPE SONICE

### XII.5.1. POMPĂ CU MEMBRANĂ

Această pompă a fost descrisă în 1913 într-o cerere de brevet. Autorul o descria ca o pompă destinată pompării sau comprimării oricărui fluid sau lichid elastic ca de exemplu benzina, benzol, apă etc. Autorul consideră această pompă deosebit de utilă pentru benzină, deoarece nu se mai produc pierderile de fluid în exterior, așa cum se întîmplă la pompele cu piston obișnuite foarte mult utilizate la data invenției.

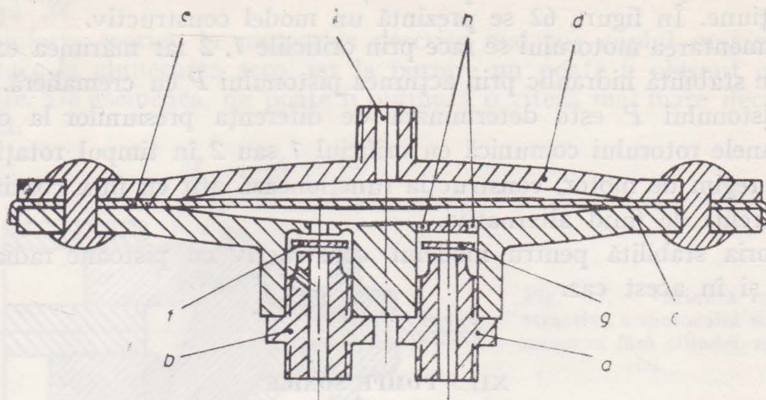
Invenția constă în utilizarea unei pompe cu diafragmă avînd o deplasare limitată astfel ca eforturile în metalul discului membrană să nu depășească în nici un punct limita de elasticitate oricare ar fi presiunea aplicată de la cilindrul motorului.

Pompa este compusă din diafragma metalică elastică *e*, fixată la periferie între două plăci de metal scobite spre discul elastic *c* și *d*. În cavitatea formată de o parte a discului elastic există o legătură *i* cu un cilindru al motorului cu combustie internă în timp ce cavitatea cealaltă este în comunicație cu conducta de alimentare *a* și de refulare *b* prin supapele respective *g* și *f* (fig. 63).

Sub acțiunea presiunii din cilindru se produce o deformare a diafragmei, evacuîndu-se conținutul de fluid din concavitate prin supapa de evacuare. La dispariția presiunii, sub acțiunea elasticității, membrana revine în poziția inițială absorbind fluid prin supapa de admisie.

Această pompă a fost folosită de autor ca pompă de benzină în automobilele pe care le-a perfecționat.

Pompele de benzină la automobile au în prezent o construcție foarte asemănătoare cu cea inventată în 1913. Membrana nu este acționată de presiunea din cilindrul motor ci de o pîrghie antrenată de o camă pe axul motorului. De asemenea, o astfel de construcție de pompă cu membrană este utilizată ca pompă de alimentare cu combustibil la motoarele Diesel de puteri mai mici. De obicei membrana se confecționează din cauciuc rezistent la produse petroliere.



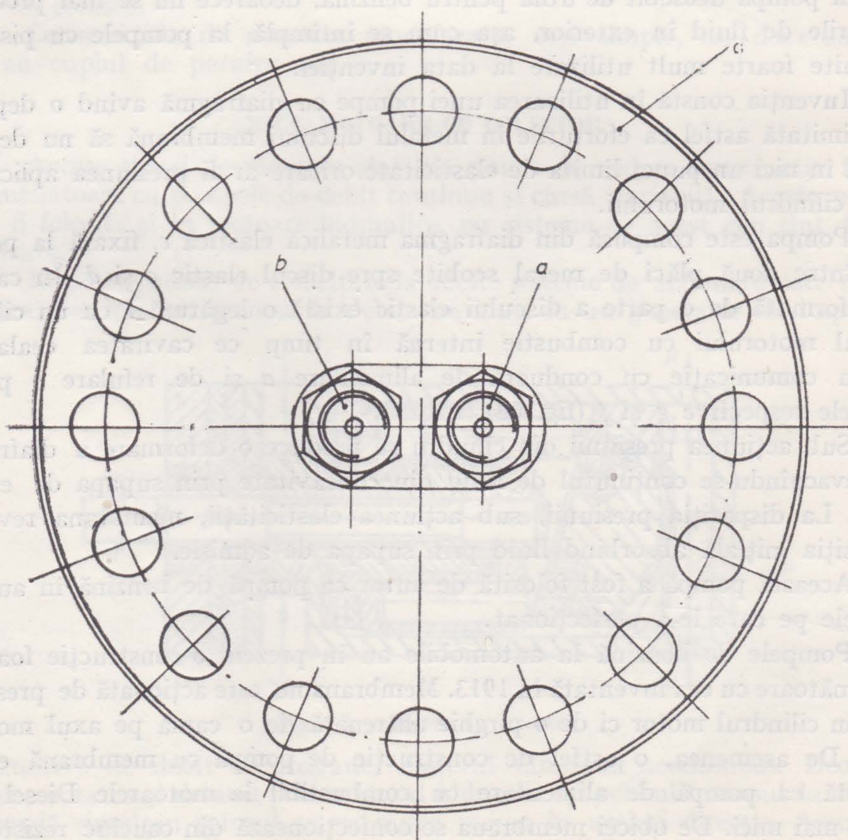




Fig. 63. — Pompă cu membrană.

## XII.5.2. POMPĂ VOLUMETRICĂ CU ACȚIONARE SONICĂ

În pompa ilustrată în figura 64, apa este admisă prin supapa inferioară *140* în camera pompei și este trecută prin supapa de evacuare *142* într-un vas cu pernă de aer *143*, de unde este evacuată prin conducta de utilizare *144*.

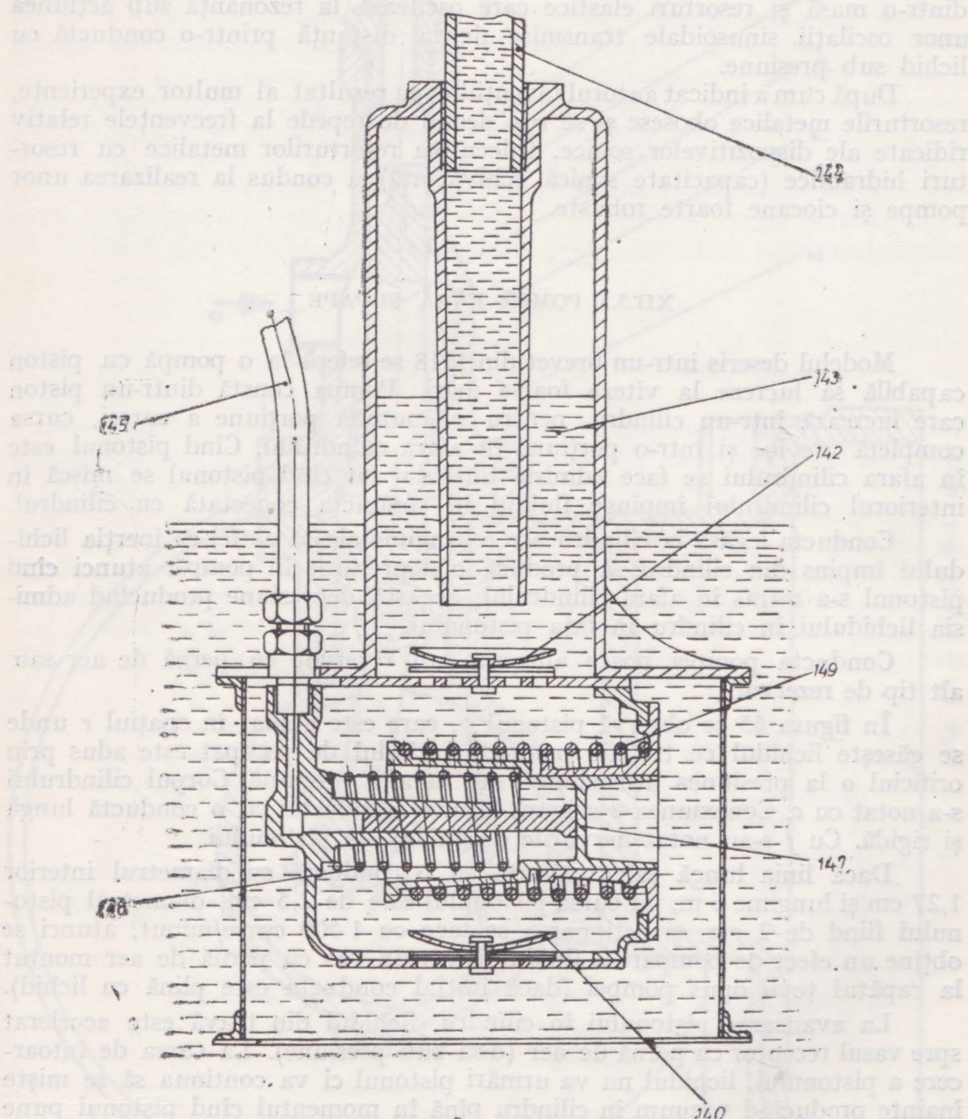



Fig. 64. — Pompă volumetrică cu acționare sonică.

O conductă separată *145* alimentează dispozitivul cu unde de presiune alternativă. Acestea determină deplasarea alternativă a pistonului *147*, susținut de resorturile *148* și *149*. Această mișcare determină schimbarea volumului în spațiul dintre supape.

Efectul de pompare este maxim atunci cînd elasticitatea resorturilor și masa pistonului, plus masa apei conținută în spațiul de lucru și jumătate din masa resorturilor constituie un oscilator mecanic în rezonanță cu frecvența impulsurilor sonice primite prin linia *145*.

Acest model de pompă sonică a fost brevetat în anul 1917. În același brevet era descris și ciocanul sonic care este un dispozitiv mecanic compus dintr-o masă și resorturi elastice care oscilează la rezonanță sub acțiunea unor oscilații sinusoidale transmise de la distanță printr-o conductă cu lichid sub presiune.

După cum a indicat autorul invențiilor, ca rezultat al multor experiențe, resorturile metalice obosesc și se rup destul de repede la frecvențele relativ ridicate ale dispozitivelor sonice. Înlocuirea resorturilor metalice cu resorturi hidraulice (capacitate sonică echivalentă) a condus la realizarea unor pompe și ciocane foarte robuste.

### XII.5.3. POMPĂ FĂRĂ SUPAPE

Modelul descris într-un brevet din 1918 se referă la o pompă cu piston capabilă să lucreze la viteze foarte mari. Pompa constă dintr-un piston care lucrează într-un cilindru, pentru o anumită porțiune a cursei, cursa completă are loc și într-o porțiune în afara cilindrului. Cînd pistonul este în afara cilindrului se face admisia fluidului iar cînd pistonul se mişcă în interiorul cilindrului împinge fluidul în conducta conectată cu cilindrul.

Conducta legată la cilindru are o lungime aleasă astfel ca inerția lichidului împins din cilindru să producă o depresiune în pompă, atunci cînd pistonul s-a retras în afara cilindrului, această depresiune producînd admisia lichidului în cilindru în fața pistonului.

Conducta pompei poate alimenta un rezervor cu pernă de aer sau alt tip de rezervor.

În figura 65 se observă pistonul *p*, care este ghidat în spațiul *r* unde se găsește lichidul ce trebuie pompat. Lichidul de pompat este adus prin orificiul *o* la presiunea atmosferică sau la altă presiune. Corpul cilindrului s-a notat cu *c*. Conexiunea *d* asigură legarea cilindrului cu o conductă lungă și rigidă. Cu *f* s-au notat nervurile de ghidaj ale pistonului.

Dacă linia lungă este realizată cu o conductă cu diametrul interior 1,27 cm și lungime 6 m, iar cursa pistonului este de 2,5 cm, diametrul pistonului fiind de 2 cm, și acționarea se face cu 1 500 curse/minut, atunci se obține un efect de pompare a fluidului într-un vas cu pernă de aer montat la capătul țevii opus pompei (dacă inițial conducta este plină cu lichid).

La avansarea pistonului în cilindru, lichidul din țeavă este accelerat spre vasul receptor cu pernă de aer (deci sub presiune). La cursa de întoarcere a pistonului, lichidul nu va urmări pistonul ci va continua să se miște înainte producînd vacuum în cilindru pînă în momentul cînd pistonul pune în comunicare cilindrul cu camera *r*. În acest moment lichidul din *r* va fi absorbit în fața pistonului și va umple spațiul rămas după ruperea coloanei de lichid de piston. Din acest moment, pînă cînd pistonul va închide cilindrul la cursa înainte, lichidul continuă să curgă înainte antrenînd material din spațiul *r*. După ce pistonul închide din nou cilindrul făcîndu-se cursa înainte, lichidul din coloană este accelerat și ciclul se repetă pînă cînd se ajunge la o anumită presiune în vasul cu pernă de aer care contra-

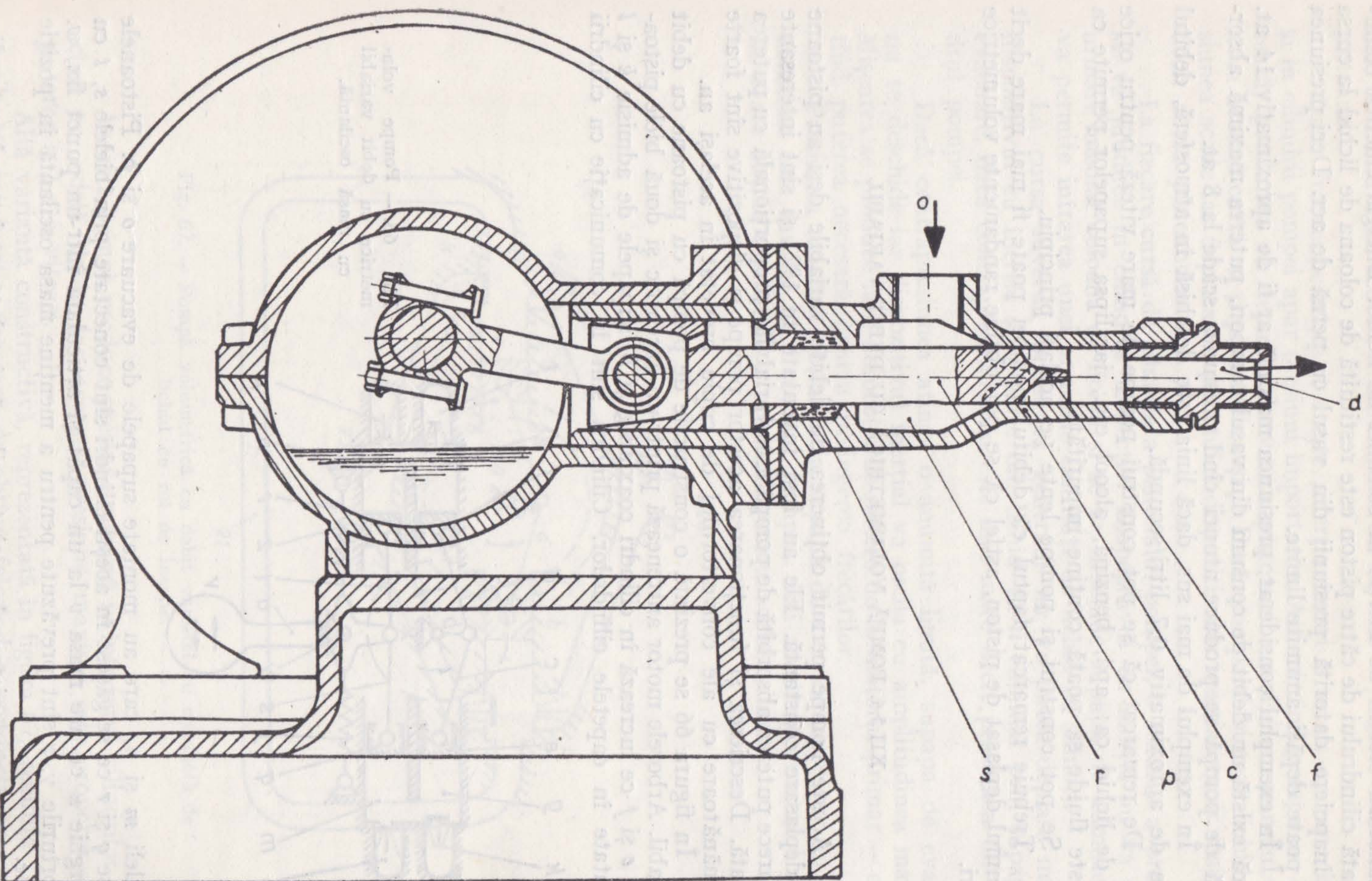



Fig. 65. — Pompă fără supape.

balansează efectul de inerţie al coloanei de lichid. Energia cinetică comunicată cilindrului de către piston este restituită de coloana de lichid la cursa de înapoiere datorită presiunii din vasul cu pernă de aer. Deci presiunea nu poate depăşi anumite limite.

În exemplul considerat, presiunea maximă ar fi de aproximativ 14 at. Dacă există un debit de consum din vasul tampon, puterea maximă absorbită de pompă se produce atunci cînd presiunea scade la 8 at.

În exemplul de mai sus, dacă linia este deschisă în atmosferă, debitul este de aproximativ 0,7 litri/secundă.

De remarcat că se pot construi pompe de mare viteză pentru orice fel de lichid ca: apă, benzină, alcool etc., iar lipsa supapelor permite ca aceste fluide să poată conţine impurităţi.

Se pot construi şi pompe lente pe acelaşi principiu.

Trebuie remarcat faptul că debitul pompei poate fi mai mare decît volumul deplasat de piston, astfel că se pot obţine randamente volumetrice mari.

### XII.5.4. POMPĂ VOLUMETRICĂ CU DEBIT VARIABIL

Aceste pompe permit obţinerea de debite variabile deşi au pistoane cu deplasare constantă. Ele au fost inventate în 1922 şi sînt interesante deoarece puterea absorbită de pompă este variabilă, proporţională cu puterea livrată. Descrierea şi funcţionarea acestor pompe şi dispozitive sînt foarte asemănătoare cu ale convertorului de cuplu brevetat în acelaşi an.

În figura 66 se prezintă o construcţie de pompă cu pistoane cu debit variabil. Arborele motor antrenează printr-un excentric şi două biele pistoanele *e* şi *f* ce lucrează în cilindri coaxiali *g* şi *h*, supapele de admisie *k* şi *l* montate în capetele cilindrilor. Cilindrii sînt în comunicaţie cu cilindrii

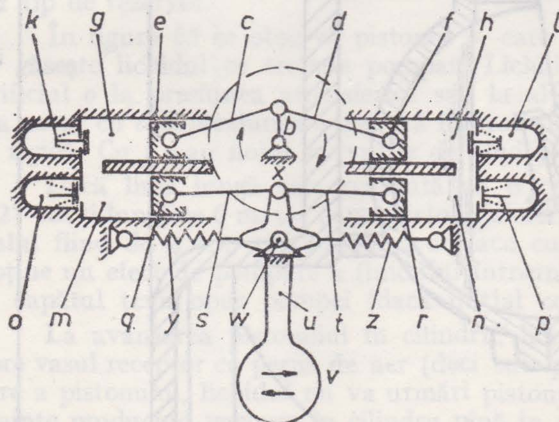



Fig. 66. — Pompe volumetrice cu debit variabil cu masă oscilantă.

paraleli *m* şi *n*, care au montate supapele de evacuare *o* şi *p*. Pistoanele opuse *q* şi *r* ce se găsesc în aceşti cilindri sînt conectate prin bielele *s*, *t* cu o pîrghie *u* ce are masa *v* la un capăt şi articulată într-un punct fix, *w*. Resorturile *y*, *z* sînt prevăzute pentru a menţine masa oscilantă în poziţie medie.

Atunci cînd pistoanele *e* şi *f* oscilează, iar întreg sistemul este plin cu lichid, mişcarea se va transmite prin fluid pîrghiei *u* şi masei *v*. Coloa-

nele de lichid fiind scurte, lichidul va fi de fapt ca o pîrghie flexibilă între pistoane.

Dacă frecvența mișcării crește, inerția masei $v$ se va opune mișcării și în cilindrii pompei apar presiuni importante. Atunci cînd pompa nu debitează, presiunea va depinde de viteza pistoanelor $e$ și $f$ iar punctul $x$ va avea aceeași cursă ca și pistoanele $e$ și $f$. Dacă pompa debitează lichid, presiunea scade iar deplasarea punctului dispozitivului inerțial va fi mai mică decît cursa pistoanelor $e$ și $f$.

La fiecare cursă de admisie a pistonului pompei, o scădere a presiunii se va produce în cilindrul respectiv. Dispozitivul cu inerție nu va putea urmări imediat coloana de lichid și se va deschide supapa de admisie care va permite intrarea unei anumite cantități de lichid în cilindri.

La cursa inversă, presiunea generată nu va putea deplasa imediat dispozitivul cu inerție și o parte din lichid va fi eliminat prin supapa de evacuare, dacă contrapresiunea nu este mai mare decît presiunea din cilindrul pompei.

Dacă contrapresiunea atinge o anumită limită, supapa de evacuare nu se deschide iar dispozitivul inerțial va oscila cu amplitudinea maximă. Mișcarea se produce fără absorbție de putere de la motorul primar — exceptînd puterea necesară pentru învingerea frecărilor.

Presiunea maximă obținută la supapa de evacuare pentru un debit constant este funcție de frecvența pompei, deci accelerînd motorul primar se poate obține o creștere a presiunii pentru același debit.

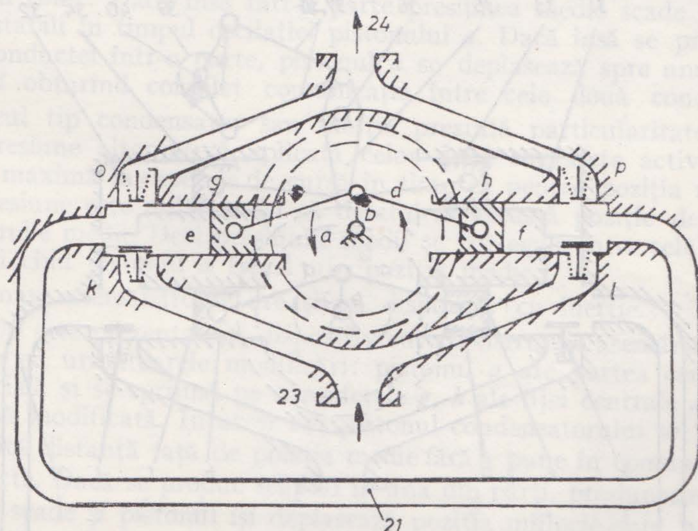



Fig. 67. — Pompă volumetrică cu debit variabil cu conductă de lichid cu rol de inerție.

Această pompă produce presiune maximă în interiorul cilindrilor atunci cînd nu există debit, iar această presiune maximă este proporțională cu puterea a 2-a a vitezei.

Altă variantă constructivă, reprezentată în figura 67, renunță la masa oscilantă, iar inerția necesară se obține folosind o conductă cu lichid de lungime convenabil aleasă.

În acest caz excentricul motorului primar *b* este legat prin bielele *c* și *d* cu pistoanele *e* și *f*. Cilindrii *g* și *h* sînt conectați între ei prin conducta lungă *21*, iar supapele de admisie *k* și *l* și supapele de refulare *o* și *p* sînt situate pe cilindri. Lichidul este pompat prin conducta *23* către racordul *24*. La mijlocul conductei *21* presiunea este constantă. În cazul unui montaj cu mai multe faze, punctele de mijloc ale conductelor, care au rol de inerție, pot fi legate într-o conexiune comună.

Dacă se renunță la supapele de refulare, montajul poate fi utilizat pentru a produce presiuni alternative ce pot fi folosite pentru a antrena diferite tipuri de motoare care funcționează cu presiuni alternative de lichid.

## XII.6. GENERATOR SONIC PENTRU SISTEM DE TRACȚIUNE

În figura 68 s-a renunțat la supapele de evacuare, pistoanele *e*, *f* sînt acționate prin bielele *c*, *d*, de către excentricul *b* al unui motor primar. Inerția este asigurată de conducta lungă *21*. În acest montaj supapele de admisie au aceeași funcționare ca în montajele precedente; cilindrii *g*, *h* sînt în comunicație cu cilindrii *31*, *32*, în care lucrează pistoanele *33* și *34*. Acestea antrenează prin pîrghiile *35*, *37*, *38* un dispozitiv unidirecțional care pentru exemplificare ar putea fi un dispozitiv cu clicheți. Acest aranjament este convenabil pentru situațiile în care motorul primar este o mașină cu cuplu constant dar care poate funcționa cu viteze diferite între anumite limite.

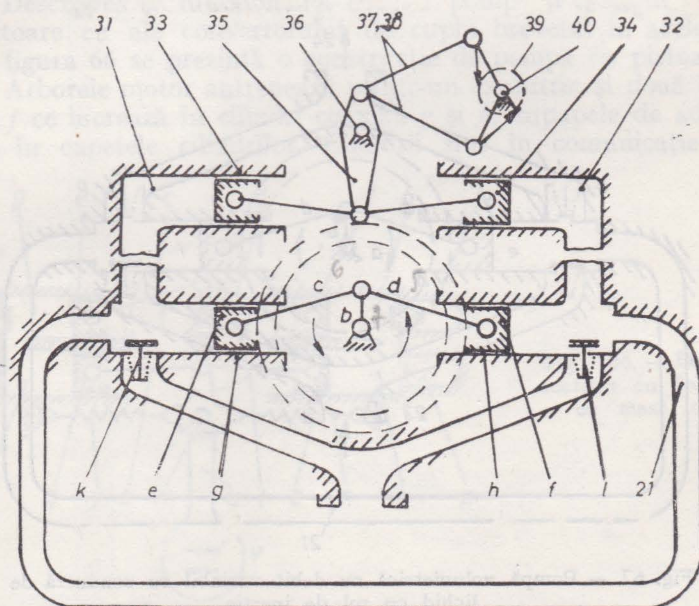



Fig. 68. — Generator sonic pentru sistem de tracțiune.

Schimbarea vitezei între aceste limite produce variații mari de presiune la pompa de lichid sau la generatorul sonic. Montajul este foarte convenabil pentru tracțiunea vehiculelor; de exemplu un motor cu combustie internă poate fi utilizat pentru antrenarea pompei; perechea de pistoane opuse pot antrena prin motorul cu clicheți roțile motoare ale vehiculului.

Ca motor de antrenare a roţilor motoare poate fi utilizat un motor hidraulic obişnuit, însă în acest caz pompa va avea două supape de evacuare, aşa cum s-a descris anterior, asigurîndu-se un debit continuu de fluid. De la motorul hidraulic fluidul va fi recirculat prin supapele de admisie ale pompei.

## XII.7. APARATE UTILIZATE ÎN INSTALAŢIILE SONICE

Instalaţiile sonice, pentru buna funcţionare, trebuie să cuprindă aparate de măsură, dispozitive de compensare a pierderilor, dispozitive de siguranţă care să izoleze porţiunea de circuit defectă, permiţînd funcţionarea altor aparate din instalaţie fără perturbaţii. În cazul circuitelor trifazate cu motoare reversibile sînt necesare robinete care să permită permutarea a două faze. Dacă într-o instalaţie sonică se utilizează mai multe fluide, de exemplu ulei mineral în maşinile sonice şi apă în liniile de transmisie, este necesară o separaţie a fluidelor şi dispozitive de compensare a pierderilor de lichid pentru ambele fluide.

În figura alăturată 69 se prezintă un condensator prin care debitul este suprimat prin deplasarea pistonului din poziţia medie. Pistonul *a* este ţinut în cilindrul *b* într-o poziţie medie de resorturile *c*.

Între piston şi tija fixă *d* există o deschidere. Conductele de transmisie a puterii sînt conectate în *e* şi *f*. În mod obişnuit dispozitivul permite trecerea curentului sonic. Dacă însă într-o parte presiunea medie scade puţin, ea se poate restabili în timpul oscilaţiei pistonului *a*. Dacă însă se produce o spargere a conductei într-o parte, pistonul *a* se deplasează spre unul din capetele tijei *d* obturînd complet comunicaţia între cele două conducte.

Dispozitivul tip condensator sau inerţie prezintă particularitatea că diferenţa de presiune alternativă aplicată celor două suprafeţe active ale pistonului este maximă la capetele de cursă în timp ce pentru poziţia medie diferenţa de presiune este nulă, astfel că debitul în această poziţie depinde numai de presiunile medii. Deci presiunile medii se pot egala între cele două conducte atunci cînd pistonul *a* trece prin poziţia medie.

O funcţionare asemănătoare are şi un dispozitiv cu inerţie.

În figura 70 este prezentat un dispozitiv cu o construcţie asemănătoare celei precedente cu următoarele modificări: pistonul *a* are partea centrală de o formă specială şi se sprijină pe suprafeţele *g*, *h* ale tijei centrale *d* care are şi ea o formă modificată. În acest caz pistonul condensatorului se poate deplasa o anumită distanţă faţă de poziţia medie fără a pune în comunicaţie cele două conducte. Dacă se produc scăpări în una din părţi, presiunea medie în această parte scade şi pistonul îşi deplasează poziţia mijlocie spre partea cu presiunea medie micşorată. Lichidul va curge prin piston la capetele cursei, pînă cînd presiunile medii se echilibrează.

Dispozitivul poate fi construit astfel încît să se monteze coaxial pe axa ţevilor de transmisie. În figura 71 se prezintă o asemenea construcţie.

Se prezintă în figura 72 un montaj cu inerţie care permite curgerea lichidului dintr-o parte în alta la capătul cursei.

În figura 73 se prezintă un transformator care compensează presiunea medie la capătul de cursă a pistonului diferenţial.

Pentru izolarea unei porţiuni de linie există dispozitive relativ simple.

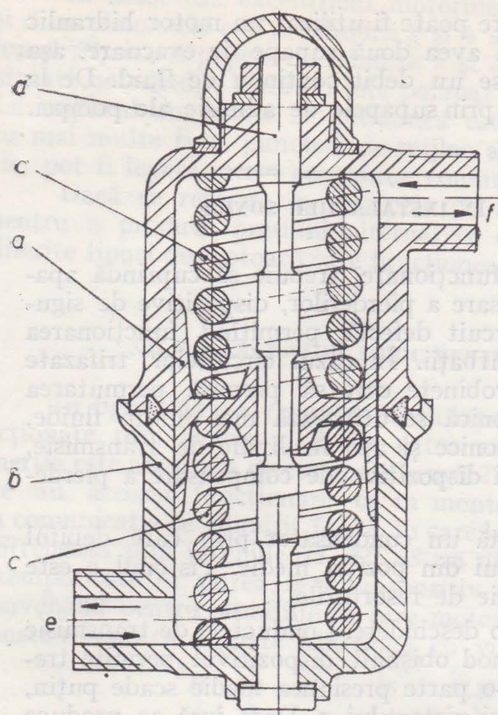



Fig. 69. — Dispozitiv de siguranță tip condensator.

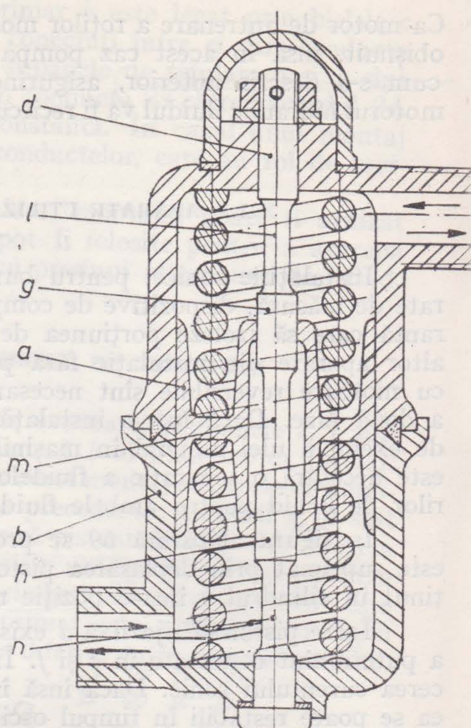



Fig. 70. — Dispozitiv tip condensator cu inerție.

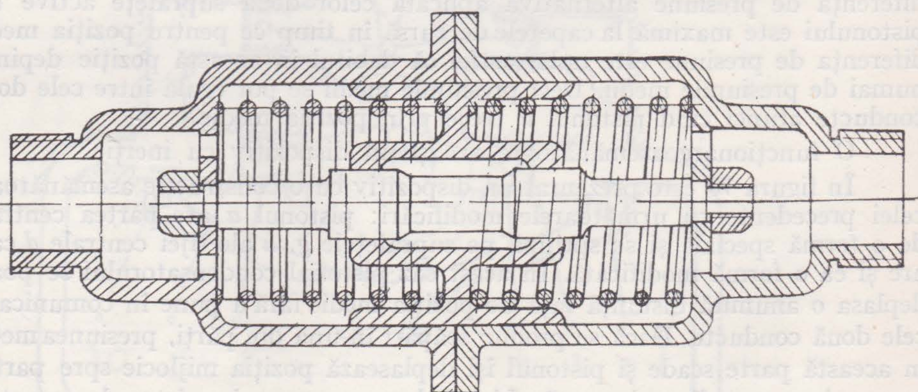


Fig. 71. — Dispozitiv tip condensator cu inerție pentru montare axială.

În figura 74 linia principală cu presiune sonică este conectată la racordul *a* și linia care alimentează un receptor sau o rețea secundară în *b*. Curgerea fluidului este controlată de pistonul oscilant *c* susținut de resortul *d* și care are o deschidere centrală care în partea inferioară a tijăi *e* se închide complet (jocul dintre piston și zona *f* a tijăi permite trecerea lichidului).

Dacă presiunea medie în derivație scade, pistonul *c* va comprima resortul *d* și va închide linia atunci cînd pistonul va aluneca peste porțiunea

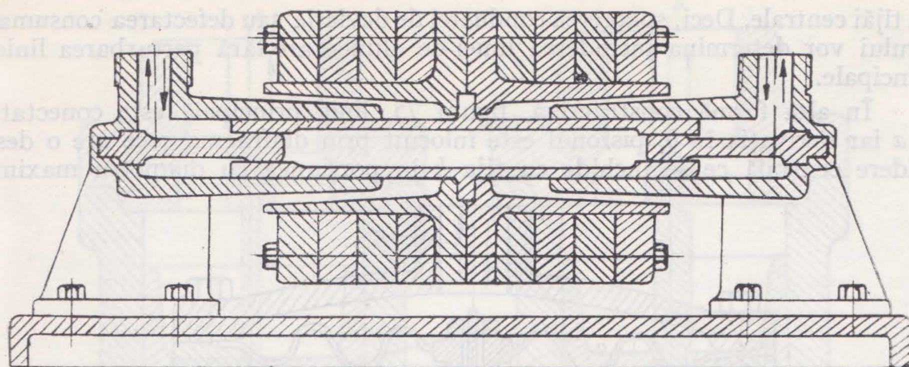


Fig. 72. — Variantă constructivă de montaj cu inerție.

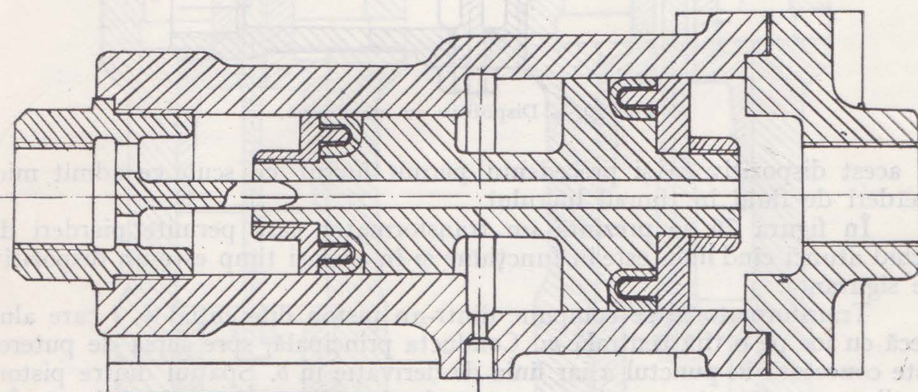


Fig. 73. — Transformator.

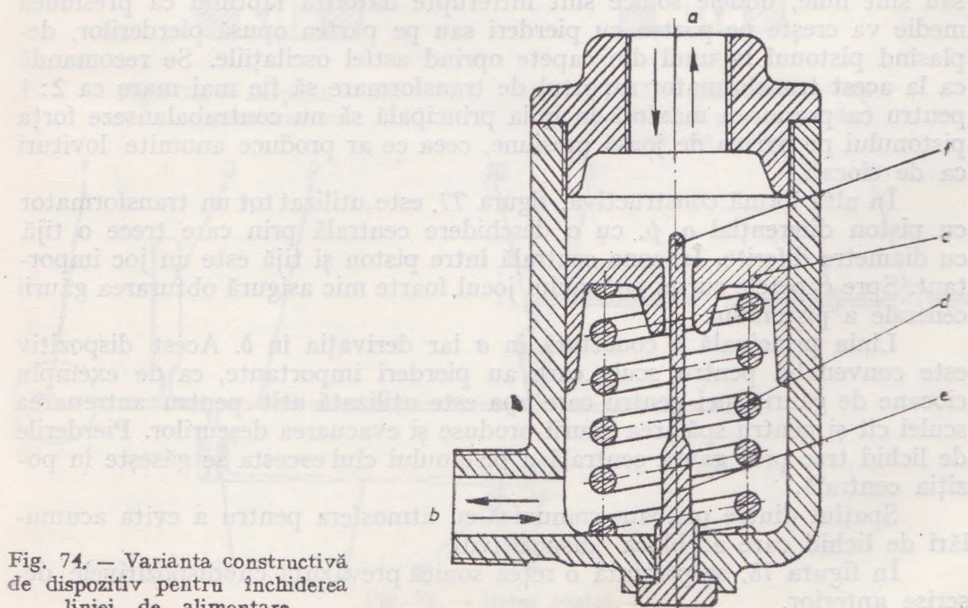



Fig. 74. — Varianta constructivă de dispozitiv pentru închiderea liniei de alimentare.

*e* a tijăi centrale. Deci, spargerea conductei de deviație sau defectarea consumatorului vor determina închiderea liniei de alimentare fără perturbarea liniei principale.

În altă formă constructivă, figura 75, linia principală este conectată în *a* iar derivația în *b*, pistonul este înlocuit prin diafragma *g* ce are o deschidere centrală ce se închide cu tija *h* în porțiunea cu diametru maxim.

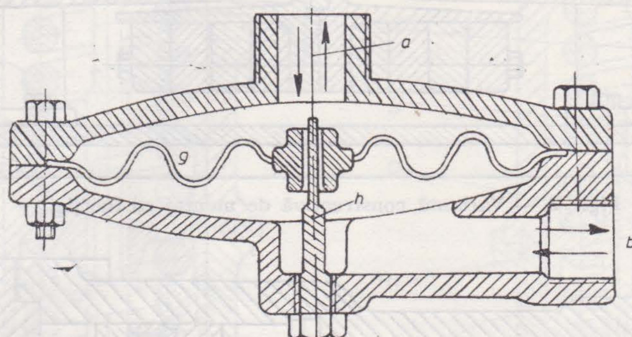



Fig. 75. — Dispozitiv cu membrană.

Și acest dispozitiv ca și precedentul permit lucrul cu scule ce admit mici pierderi de fluid în timpul lucrului.

În figura 76 se prezintă un transformator care permite pierderi de lichid atunci cînd linia este în funcțiune și în același timp este un dispozitiv de siguranță.

Transformatorul se compune dintr-un piston diferențial *k*, *l* care alunecă cu joc pe o tijă centrală *m*. Conducta principală, spre sursa de putere, este conectată în punctul *a* iar linia de derivație în *b*. Spațiul dintre piston și tija centrală este menținut curat prin faptul că pistonul oscilează. În acest caz consumatorul poate avea mici pierderi iar cînd acestea devin mari sau sînt nule, undele sonice sînt întrerupte datorită faptului că presiunea medie va crește pe partea cu pierderi sau pe partea opusă pierderilor, deplasînd pistonul la unul din capete oprind astfel oscilațiile. Se recomandă ca la acest transformator raportul de transformare să fie mai mare ca 2 : 1 pentru ca presiunea maximă în linia principală să nu contrabalanseze forța pistonului pe partea de joasă presiune, ceea ce ar produce anumite lovituri ca de ciocan.

În altă formă constructivă, figura 77, este utilizat tot un transformator cu piston diferențial *o*, *p*, cu o deschidere centrală prin care trece o tijă cu diametre diferite. În zona centrală între piston și tijă este un joc important. Spre capetele cursei pistonului jocul foarte mic asigură obturarea găurii centrale a pistonului.

Linia principală e conectată în *a* iar derivația în *b*. Acest dispozitiv este convenabil pentru scule care au pierderi importante, ca de exemplu ciocane de găurit roci pentru care apa este utilizată atît pentru antrenarea sculei cît și pentru spălarea găurii produse și evacuarea deșeurilor. Pierderile de lichid trec prin gaura centrală a pistonului cînd acesta se găsește în poziția centrală.

Spațiul dintre pistoane comunică cu atmosfera pentru a evita acumulări de lichid care ar bloca dispozitivul.

În figura 78, se prezintă o rețea sonică prevăzută cu dispozitivele descrise anterior.

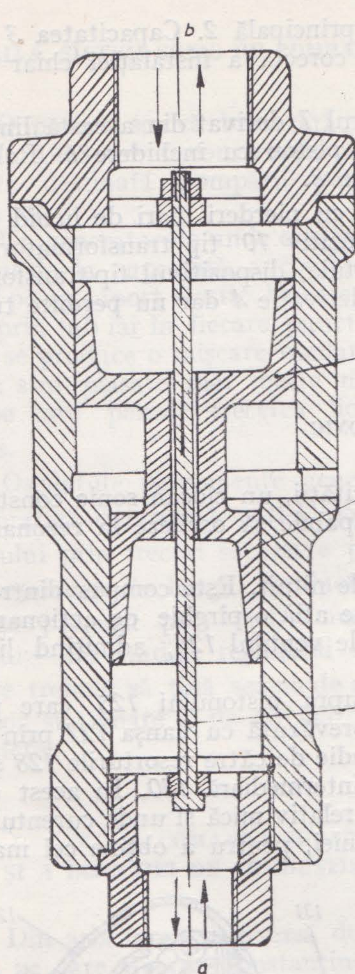


Fig. 76. — Dispozitiv tip transformator.

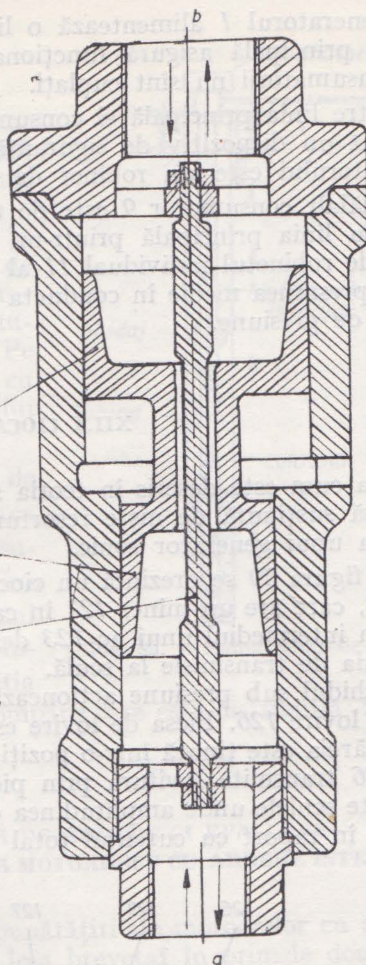


Fig. 77. — Dispozitiv tip transformator pentru pierderi mari de lichid.

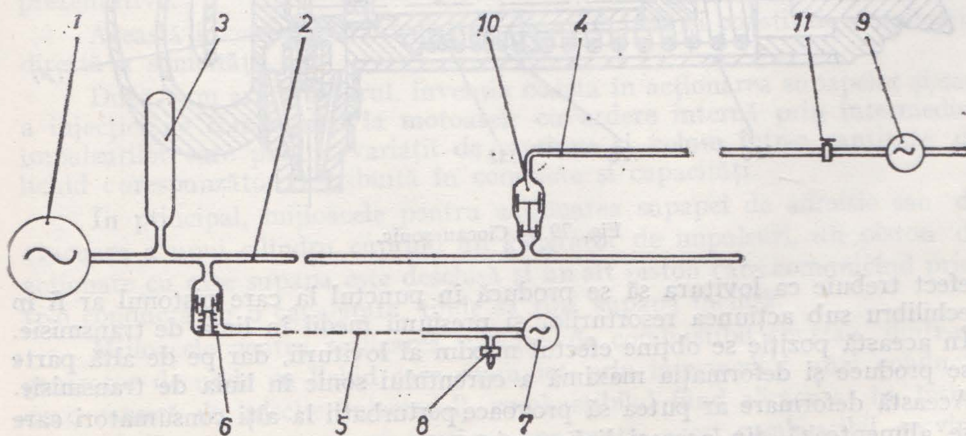


Fig. 78. — Rețea sonică.

Generatorul *1* alimentează o linie principală *2*. Capacitatea *3* legată de linia principală asigură funcționarea corectă a instalației chiar atunci cînd consumatorii nu sînt cuplați.

Între linia principală și consumatorul *7* derivat din această linie este intercalat un dispozitiv de siguranță cu piston cu închidere *6*. Robinetul consumatorului este un robinet de golire *8*.

Celălalt consumator *9* este de tipul cu pierderi mari de lichid și este cuplat cu linia principală printr-un dispozitiv *10* tip transformator. Cînd se închide robinetul individual *11* al acestuia, dispozitivul tip transformator asigură presiunea medie în conducta de derivație *4* dar nu permite trecerea undelor de presiune.

## XII.8. CIOCAN SONIC

Așa cum este descris în teoria sonicității, un ciocan sonic constă dintr-o masă susținută de niște resorturi capabile să oscileze la rezonanță cu frecvența unui generator sonic.

În figura 79 se prezintă un ciocan de nituit. Este compus dintr-o carcasă *120*, care are un mîner *121* în care se află o pîrghie de acționare *122*, care prin intermediul unui ac *123* deschide ventilul *124*, admițînd lichidul de la linia de transmisie la sculă.

Lichidul sub presiune acționează asupra pistonului *125* care poartă piesa de lovire *126*. Piesa de lovire este prevăzută cu flanșa *127* prin intermediul căreia este ținută într-o poziție medie de către resorturile *128* și *129*. Piesa *126* transmite lovitura prin piesa intermediară *130*. În acest ciocan și în toate sculele unde amplitudinea este relativ mică și unde curentul total este mic în raport cu curentul total al liniei, pentru a obține cel mai bun

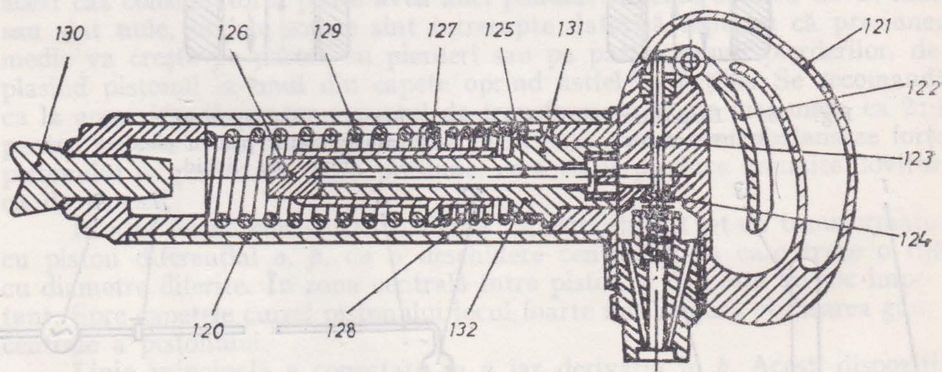



Fig. 79. — Ciocan sonic.

efect trebuie ca lovitura să se producă în punctul la care pistonul ar fi în echilibru sub acțiunea resorturilor și presiunii medii în linia de transmisie. În această poziție se obține efectul maxim al loviturii, dar pe de altă parte se produce și deformația maximă a curentului sonic în linia de transmisie. Această deformare ar putea să provoace perturbații la alți consumatori care se alimentează din aceeași linie sonică.

## XII.9. SISTEM SONIC DE POMPARE

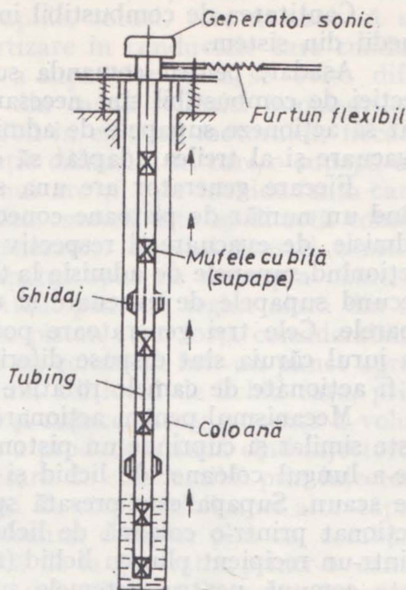


Fig. 80. — Sistem sonic de pompare.

O pompă sonică brevetată în America în 1948 are o construcție originală și este destinată pompării petrolului, figura 80.

Un generator de unde este plasat la capătul de la suprafață a conductei de petrol pe un suport elastic. Undele se propagă prin tub iar în fiecare punct al tubului se produce o mișcare oscilatorie. Pe traseu sînt plasate mai multe mufe cu supape care permit trecerea lichidului în sus.

Oscilațiile permanente generate de la suprafață determină astfel pomparea lichidului prin treceri succesive prin supape eșalonate în lungul conductei. Undele se propagă prin oțel — materialul tubului — iar studiul regimului de propagare trebuie să țină seama de apariția undelor staționare și de sarcina de pompare care este distribuită în lungul conductei.

## XII.10. COMANDA SUPAPELOR DE ADMISIE ȘI EVACUARE ȘI A INJECȚIEI DE COMBUSTIBIL LA MOTOARELE CU ARDERE INTERNĂ

Din aria largă și diversă de îmbunătățiri ale motoarelor cu ardere internă pe care George Constantinescu le-a brevetat în primele două decenii ale acestui secol, invenția referitoare la acționarea supapelor și a injecției de combustibil aplicabilă îndeosebi la motoarele diesel policilindrice este reprezentativă.

Această invenție este înregistrată în anul 1918 și constituie o aplicație directă a sonicității.

După cum arată autorul, invenția constă în acționarea supapelor și/sau a injecției de combustibil la motoarele cu ardere internă prin intermediul impulsurilor care produc variații de presiune și volum într-o cantitate de lichid corespunzător distribuită în conducte și capacități.

În principal, mijloacele pentru acționarea supapei de admisie sau de evacuare a unui cilindru cuprind un generator de impulsuri, un piston de acționare cu care supapa este deschisă și un alt piston care comunicînd printr-o conductă cu o capacitate, tinde să țină supapa închisă.

Mijloacele pentru realizarea injecției de combustibil constau dintr-un generator de unde cu lichid care comunică prin intermediul unei conducte cu o cameră de injecție (injectorul), combustibilul fiind alimentat în întreg sistemul dintr-un rezervor cu presiune constantă, acest combustibil servind ca mediu lichid prin care injectorul este acționat.

Cantitatea de combustibil injectat este variată prin varierea presiunii medii din sistem.

Așadar, pentru comanda supapelor de distribuție și efectuarea injecției de combustibil sînt necesari trei generatori de impulsuri, unul adaptat să acționeze supapele de admisie, altul adaptat să acționeze supapele de evacuare și al treilea adaptat să efectueze injecția de combustibil.

Fiecare generator are una sau mai multe came care se rotesc acționînd un număr de pistoane conectate prin coloane de lichid cu supapele de admisie, de evacuare și respectiv cu injectoarele; pistoanele unui generator acționînd supapele de admisie la toți cilindrii motorului, cele ale generatorului secund supapele de evacuare și cele ale celui de-al treilea generator injectoarele. Cele trei generatoare pot fi convenabil montate pe un ax comun în jurul căruia sînt dispuse diferite pistoane în faze corespunzătoare pentru a fi acționate de camele rotative la perioada necesară.

Mecanismul pentru acționarea supapei de admisie și a celei de evacuare este similar și cuprinde un piston acționat printr-un impuls care se propagă de-a lungul coloanei de lichid și acționează în direcția ridicării supapei de pe scaun. Supapa este presată spre închis pe scaun de un al doilea piston acționat printr-o coloană de lichid care comunică cu o capacitate constînd dintr-un recipient plin cu lichid (tot aerul fiind eliminat). Această capacitate este comună pentru sistemele supapelor de admisie și evacuare. Funcția acestei capacități este să acumuleze lichid suplimentar în stare să prevină ridicarea excesivă a presiunii în coloanele de lichid conectate cu ea. În timpul curselor de retragere ale diferitelor plonjoare în elementele de acționare ale supapelor, lichidul din capacitate este comprimat. Revenirea plonjorului este efectuată prin expansiunea acestui lichid înapoi la volumul său inițial.

O pompă este prevăzută pentru a suplimenta lichidul care se pierde și care comunicînd cu această capacitate, menține o presiune medie constantă ridicată (de exemplu autorul preciza valoarea de 70 daN/cm²). Capacitatea este, de asemenea, în comunicație cu conducta care pleacă de la generator printr-o conductă cu orificiul interior mic (de pildă, arată autorul că o conductă avînd canalizația interioară de ordinul a doi milimetri și lungimea de aproximativ doi metri poate fi corespunzătoare). Dacă în generator este prevăzută o singură camă, aceasta va fi rotită cu jumătatea vitezei arborelui cotit. Dacă se dorește o viteză de rotație mai redusă, pot fi prevăzute două came pe același ax. Pistonul care ține supapa pe scaunul său este ceva mai mare în diametru decît pistonul de acționare la deschidere, astfel că supapa este ținută sigur pe scaun sub forța exercitată de presiune pe diferența de arie, cu excepția momentului în care impulsul care se propagă de-a lungul coloanei de lichid de la generator acționează pistonul de comandă.

Conducta care conduce de la generator la pistonul de deschidere trebuie să aibă un orificiu astfel încît viteza instantanee a impulsului să fie considerabilă, să se evite capacitatea în conductă și să se asigure aproape o independență între cursa pistonului și viteza de rotație a generatorului. De asemenea, conductele care pleacă de la generator la diferite supape să fie de lungimi sensibil egale ca să se înlăture dificultățile care ar apare dacă ar varia timpul necesar de propagare a impulsului de la generator la supapă.

Autorul arată că o valoare potrivită a presiunii care se menține în capacitate prin intermediul pompei este de 70 daN/cm², dar sînt permise presiuni mult mai mari dacă conductele de transmisie sînt de diametre mai mici.

Desigur la nivelului anului 1918, motoarele nu erau prea rapide. Autorul arată că un astfel de mecanism de acționare a supapelor este comod

de tratat la viteze superioare ale arborelui cotit de aproximativ 600 rot/min. Dar el, apreciind corect fenomenele, estimează soluții și pentru motoarele mai rapide, menționînd că la motoarele rapide, totuși, este necesar să se întrebuințeze dispozitive auxiliare de amortizare în conductele care conduc de la generator la pistoanele de deschidere a supapelor ca să se evite dificultățile apariției returului spre generator din cauza reflexiei impulsurilor.

Pentru a efectua injecția de combustibil în cilindrii motorului, fiecare cilindru este prevăzut cu o cameră de injecție cilindrică în care o supapă ac este presată pe scaunul său cu ajutorul unui arc și care închide fanta care conduce spre orificiile de pulverizare. Această cameră este în directă comunicație cu o conductă care pleacă de la generator. Fundul acestei camere cilindrice este închis de vîrful acului și capătul opus de deasupra camerei este închis de un piston solidar cu arcul. Arcul poate fi reglat afară din această cameră și aranjat să preseze în jos pe piston cu o forță considerabilă. S-a plasat o mică capacitate în comunicație cu conducta într-un punct apropiat de generator, pentru a asigura un volum adițional de lichid care, prin comprimarea sa în deplasarea generatorului și reducerea consecventă a volumului, va acumula suficientă energie pentru a produce o undă cînd injectorul este deschis, asigurînd astfel cantitatea necesară de combustibil prin injector.

Combustibilul este furnizat de o pompă de combustibil unei alte capacități constînd dintr-un recipient ținut totdeauna complet plin cu combustibil și comunicînd cu o conductă care pleacă de la generator printr-o canalizație mică, de pildă cum preciza autorul, de doi milimetri diametru interior, și doi metri lungime. În acest caz generatorul este prevăzut cu o camă de acționare specială, rapidă, astfel că poate fi produsă în conducte o ridicare foarte rapidă a presiunii. Presiunea de închidere datorită tensiunii arcului va fi mai mare decît presiunea medie din linia de transmisie a impulsului și se va vedea că, cu o asemenea aranjare, un impuls care se propagă de la generator de-a lungul conductei de combustibil la camera de injecție va deplasa pistonul în sus și va deschide supapa ac, numai dacă impulsul va avea amplitudine suficientă pentru a depăși contrapresiunea arcului.

Autorul arată că reducerea presiunii este treptată și poate produce reducerea cu orice coeficient dorit prin dispunerea corespunzătoare a camei de acționare în timp ce injecția va avea loc atîta timp cît presiunea din camera de injecție este mai mare decît presiunea datorită arcului, durata injecției sau perioada cît acul injectorului este ținut deschis de impuls va depinde de valoarea presiunii medii. Așadar, cantitatea de combustibil injectat, poate fi ușor reglată prin reglarea presiunii în capacitate, în care combustibilul este alimentat prin pompă.

În continuare, se va expune o realizare practică a unui asemenea sistem de comandă.

În sistemul prezentat schematic în figura 81 pentru acționarea supapelor și injecției de combustibil a unui motor diesel cu șase cilindri, sînt prevăzuți trei generatori de impulsuri, *a*, *b*, *c*, care acționează supapele de evacuare *d*, supapele de admisie *e* și injectoarele *f*, respective, ale motorului.

Sistemele de transmisie ale supapelor de admisie și evacuare sînt alimentate cu lichid de la o pompă cu presiune constantă care pompează lichid într-o capacitate *g* de la care prin conductele *h*, *k* este condus la generatorii de admisie și evacuare. Printr-o supapă de descărcare *l*, lichidul poate fi returnat spre pompă. Combustibilul este furnizat unei capacități *m* de la o pompă de presiune constantă de la care acesta trece prin conducta *n* la generatorul de injecție a combustibilului, surplusul putîndu-se elimina

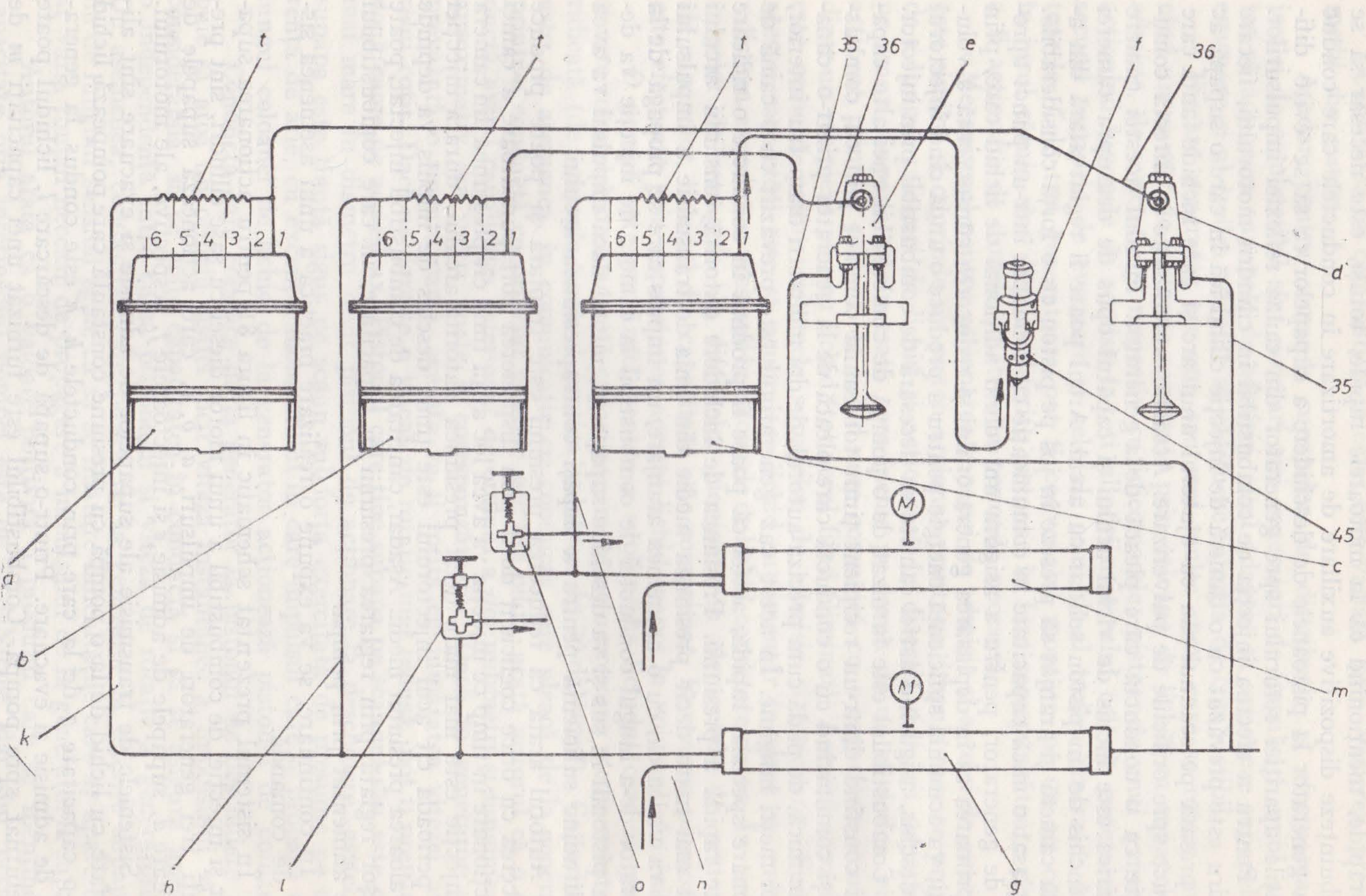



Fig. 81. — Schema de principiu a sistemului de comandă a supapelor și a injecției de combustibil la un motor diesel cu 6 cilindri.

prin supapa de descărcare *o*. Cele șase conducte *1, 2, 3, 4, 5, 6* care conduc de la fiecare generator la acționarea fiecărei supape sau injector de pe cei șase cilindri sînt conectate împreună prin conducte cu diametrul interior mic, *t, t, t*.

Conductele care pleacă de la generatorii *a, b, c* (fig. 82) sînt prevăzute cu serpentinele *p*, astfel ca lungimile conductelor între generator și diferitele supape de admisie să fie aceleași pentru cei șase cilindri.

Sînt prevăzute serpentine egalizatoare similare pentru conductele supapelor de evacuare și capacități *s* în conductele care conduc la injectoare.

Generatorii *a, b* de comandă ai supapelor (fig. 83) cuprind fiecare șase came de acționare *11* care acționează tacheții 12 și prin bila *13* transmit mișcarea la plonjoarele *14*, care lucrează în bucșele cilindrice *15*, care la partea superioară comunică cu mai multe supape.

Perioada și gradul de deschidere al supapelor depinde de forma undei de presiune care se propagă de-a lungul coloanei de lichid, cînd aceasta atinge supapa. În momentul acela, lichidul fiind comprimat, forma acestei unde nu corespunde cu forma camei și perioada de deschidere a supapei nu coincide cu perioada reală în timpul căreia pistonașul generatorului este în contact cu profilul camei. Prin urmare, este necesar ca la proiectarea camei să se aibă în vedere viteza de rotație a arborelui cu came, astfel ca deplasarea datorită undei de presiune la capătul conductei de transmisie pentru acționarea supapei să dea deschiderea dorită a supapei.

Generatorul injectorului (fig. 84 și 85) este construit similar în privința dispozitivelor de acționare cu pistonaș sau plonjor, dar pentru a varia momentul injecției, axul *21* al tacheților *22* este ajustabil în locașurile *23*. Acest ax *21* este antrenat prin brațele *24—24* să-și schimbe poziția în locașurile *23*, de axul *29* prin mecanismele *25, 26, 27, 28*.

Dispozitivul de acționare a supapei de admisie este prezentat în figura 86.

Coada supapei *31* este conectată cu cilindrul *32* acționat prin două plonjoare opuse *33, 34*. Plonjorul *34*, căutînd să țină supapa pe scaunul său, este acționat de presiunea medie din sistemul de transmisie a undei, aproximativ 70 daN/cm$^2$, prin conducta *35* iar plonjorul *33* adaptat să deschidă supapa este acționat periodic printr-o undă transmisă de la generatorul *b* prin conducta *36*. Supapa este amortizată la capătul deplasării spre în sus de lichidul aflat deasupra pistonului *33*.

Injectorul de combustibil *f* (fig. 87) este prevăzut cu o supapă ac *41* (acul pulvarizatorului) ținută presat pe scaunul său printr-un arc *43* și închizînd trecerea care conduce către orificiul diuzei pulverizatorului *42*. Camera *44* în care lucrează acul pulverizatorului este legată direct cu generatorul prin intrarea *45*. Acul pulverizatorului are la capătul său superior un plonjor *46* pe a cărui parte inferioară acționează presiunea fluidului. Presiunea exercitată de arc poate fi considerabil mai mare decît presiunea medie în linia de transmisie, astfel că pînă cînd un impuls este trimis de-a lungul liniei de la generator, acul pulverizatorului este ținut închis pe scaunul său de o presiune apreciabilă.

În diagrama din figura 87 se arată funcționarea dispozitivului de injecție a combustibilului. Presiunea medie de sub pistonaș sau plonjor este reprezentată prin linia punctată orizontală *51—51* (în exemplul dat circa 140 daN/cm$^2$); linia plină *52—52* reprezintă presiunea constantă exercitată de arc. Un impuls ajungînd în camera *44* face să se ridice presiunea sub

Fig. 82. — Schița instalației de comandă pentru un motor diesel cu 6 cilindri.

Fig. 83. — Generatorul de impulsuri pentru comanda supapelor.

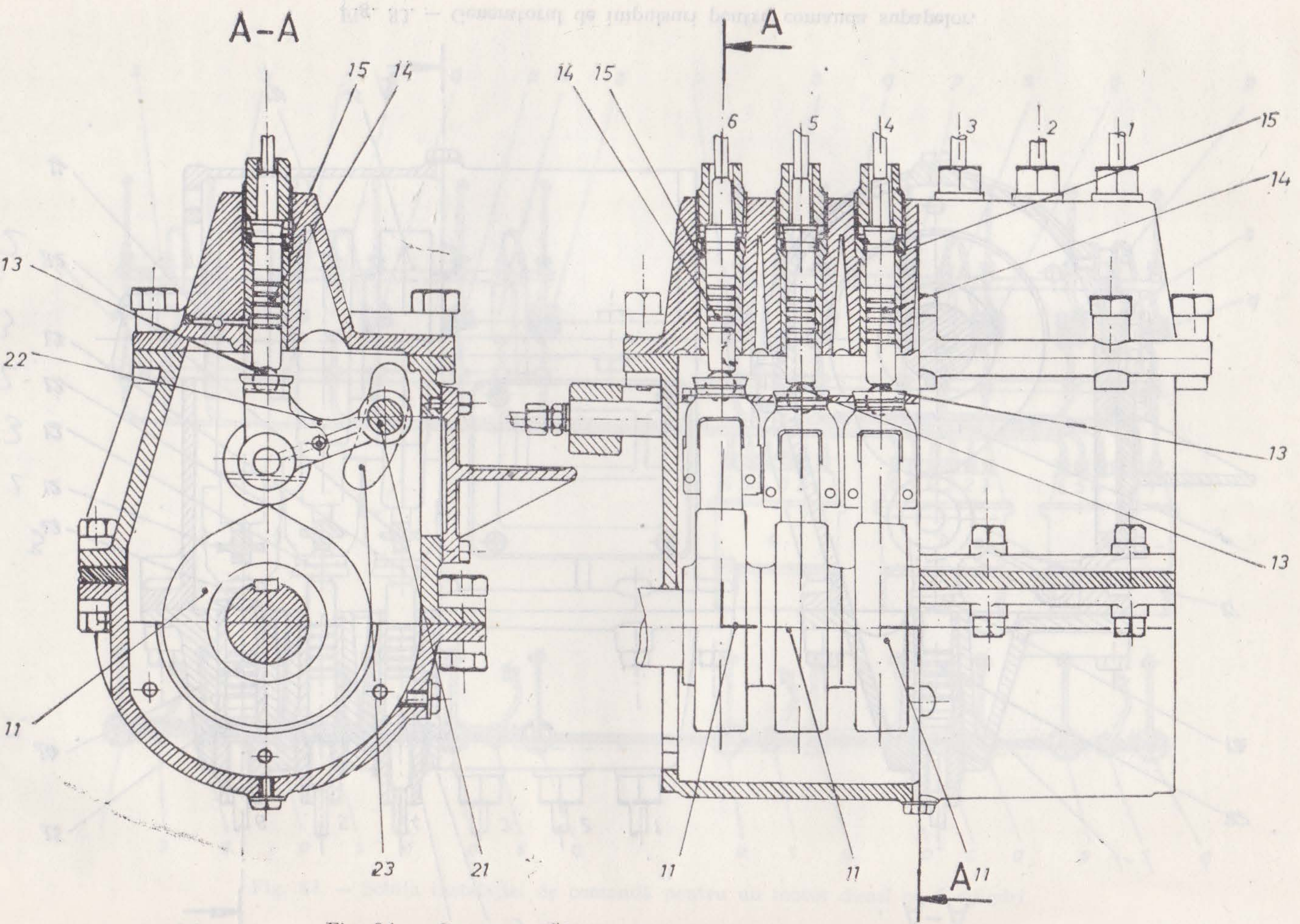



Fig. 84. — Generatorul de impulsuri pentru comanda injecției.

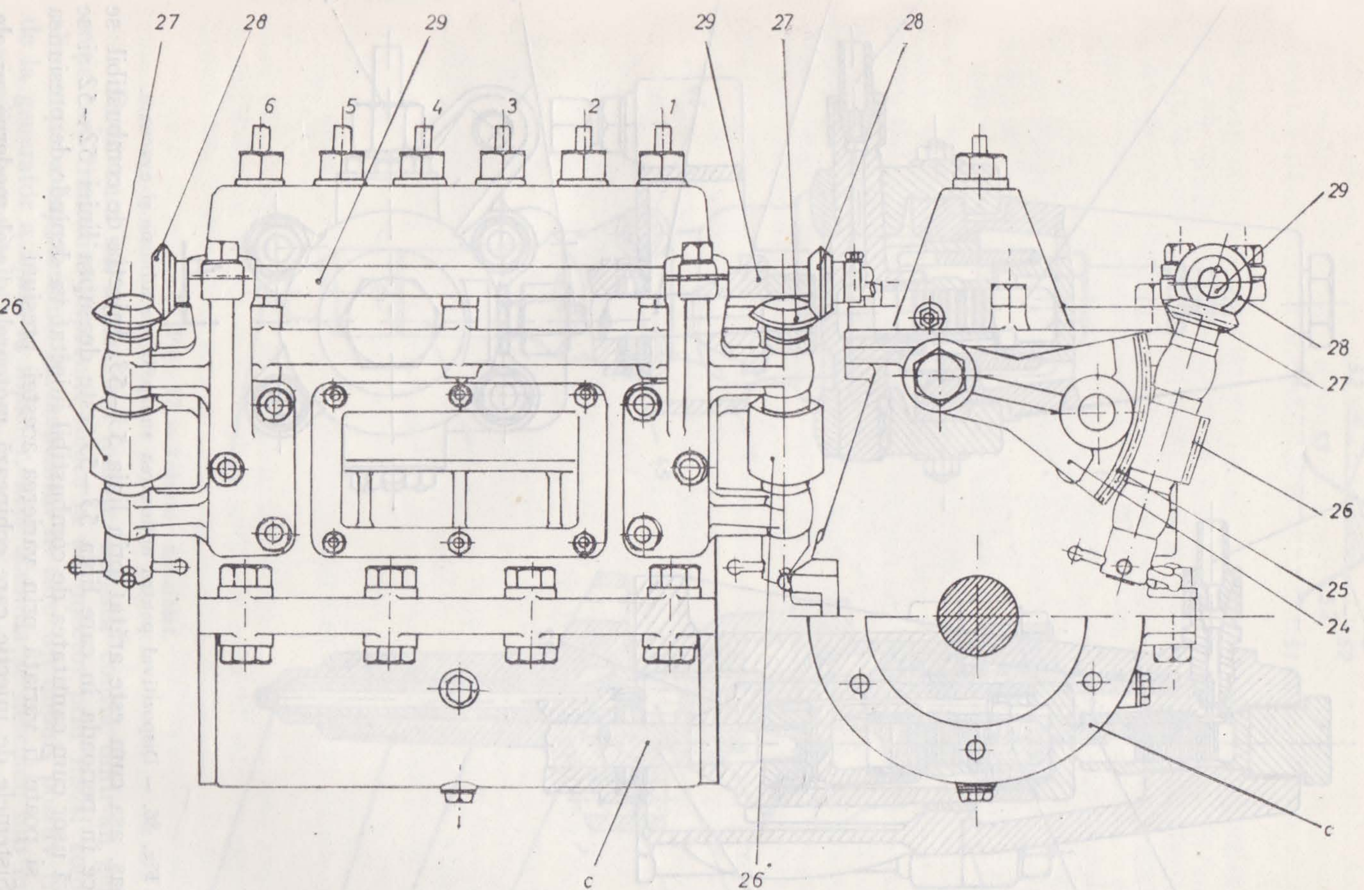



Fig. 85. – Generatorul pentru injecție cu mecanismul de reglare a momentului injecției (începutul geometric al debitării).

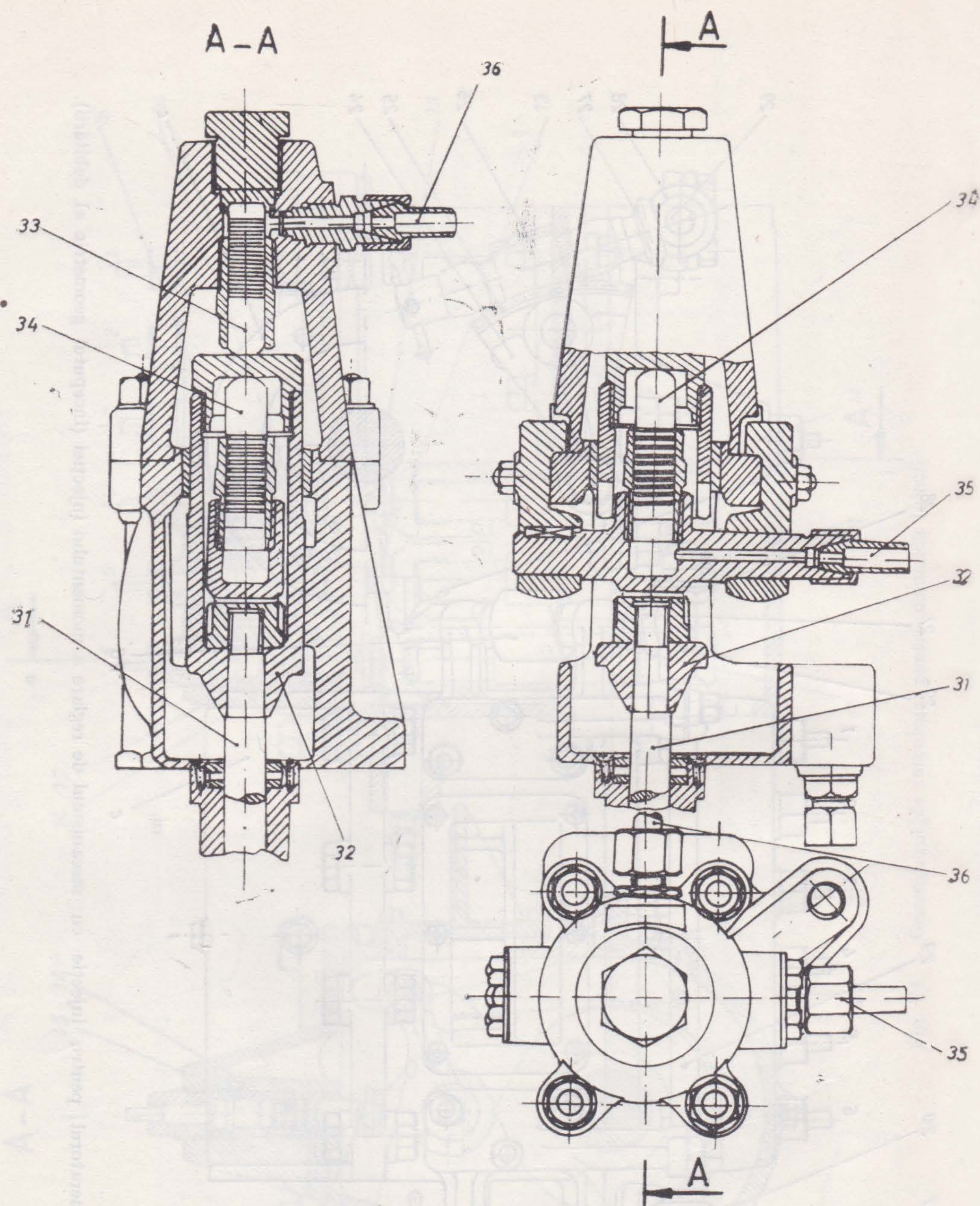



Fig. 86. — Dispozitivul pentru acționarea supapelor de admisie și evacuare.

pistonaș, așa cum este arătat prin linia *53—53*. Injecția de combustibil se produce în perioada în care linia *53—53* este deasupra liniei *52—52* și se observă ușor cum cantitatea de combustibil injectat va depinde de presiunea medie și poate fi variată prin varierea acestei presiuni.

Sistemele de injecție care echipează motoarele diesel moderne au elemente asemănătoare cu instalația sonică descrisă, imaginată și realizată de G. Constantinescu în 1918.

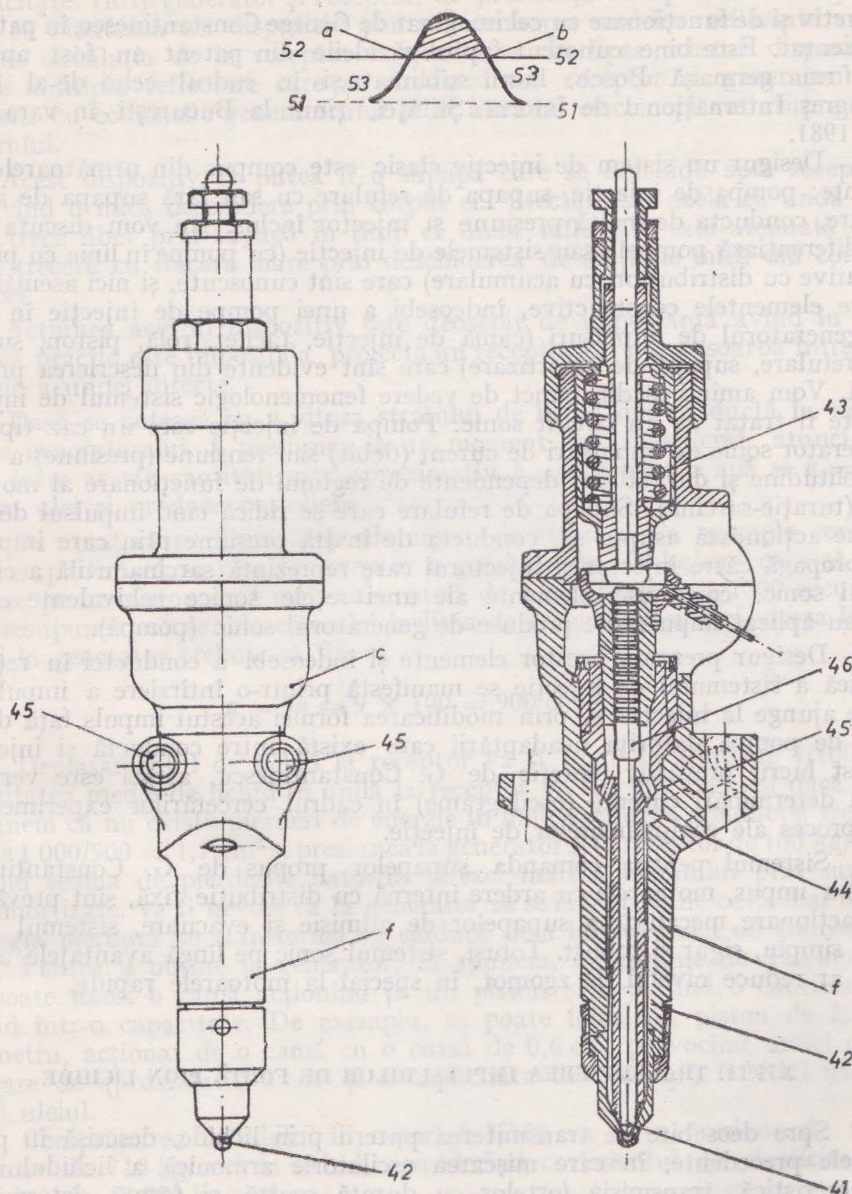



Fig. 87. — Injector asamblat.

După cum s-a arătat mai înainte, aceasta constă dintr-un generator sonic care transmite impulsuri sonice la un injector prin însăși coloana de alimentare a injectorului. În momentul în care un impuls pozitiv transmis de la generator a ajuns la injector, acul acestuia se deschide sub influența presiunii respective și astfel se realizează injectarea combustibilului. În etapa următoare acul injectorului este închis sub acțiunea arcului.

Constatăm cu surprindere că injectoarele închise care dotează aproape în exclusivitate motoarele diesel de astăzi au la bază același principiu con-

structiv şi de funcţionare cu cel imaginat de George Constantinescu în patentul prezentat. Este bine cunoscut faptul că ideile din patent au fost aplicate de firma germană Bosch, lucru subliniat şi în cadrul celui de-al 16-lea Congres Internaţional de Istoria Ştiinţei, ţinut la Bucureşti în vara anului 1981.

Desigur un sistem de injecţie clasic este compus din următoarele elemente: pompa de injecţie, supapa de refulare cu sau fără supapa de amortizare, conducta de înaltă presiune şi injector închis. Nu vom discuta ceea ce diferenţiază pompele sau sistemele de injecţie (cu pompe în linie cu piston, rotative cu distribuitor, cu acumulare) care sînt cunoscute, şi nici asemănarea între elementele constructive, îndeosebi a unei pompe de injecţie în linie şi generatorul de impulsuri (camă de injecţie, tachet, rolă, piston, supapă de refulare, supapă de amortizare) care sînt evidente din descrierea prezentată. Vom aminti că din punct de vedere fenomenologic sistemul de injecţie poate fi tratat ca un circuit sonic. Pompa de injecţie este un caz tipic de generator sonic de impulsuri de curent (debit) sau tensiune (presiune) a căror amplitudine şi durată sînt dependente de regimul de funcţionare al motorului (turaţie-sarcină). Supapa de refulare care se ridică cînd impulsul de presiune acţionează asupra sa, conducta de înaltă presiune prin care impulsul se propagă către injector şi injectorul care reprezintă sarcina utilă a circuitului sonic, constituie elemente ale unei reţele sonice echivalente căreia i s-au aplicat impulsurile produse de generatorul sonic (pompă).

Desigur prezenţa acestor elemente şi îndeosebi a conductei în reţeaua sonică a sistemului de injecţie se manifestă printr-o întîrziere a impulsului care ajunge la injector şi prin modificarea formei acestui impuls faţă de cel dat de pompă datorită neadaptării care există între conductă şi injector. Acest lucru prevăzut teoretic de G. Constantinescu, astăzi este verificat prin determinări curente (oscilograme) în cadrul cercetărilor experimentale de proces ale echipamentelor de injecţie.

Sistemul pentru comanda supapelor propus de G. Constantinescu nu s-a impus, motoarele cu ardere internă cu distribuţie fixă, sînt prevăzute cu acţionare mecanică a supapelor de admisie şi evacuare, sistemul fiind mai simplu, sigur şi robust. Totuşi, sistemul sonic pe lîngă avantajele amintite ar reduce nivelul de zgomot, în special la motoarele rapide.

## XII.11. TRANSMITEREA IMPULSURILOR DE FORŢĂ PRIN LICHIDE

Spre deosebire de transmiterea puterii prin lichide, descrisă în paragrafele precedente, în care mişcarea oscilatorie armonică a lichidului era caracteristică, transmisia forţelor cu durată scurtă şi formă determinată prin lichide este rezolvată în mod special.

Undele transmise pot avea orice formă prestabilită şi trebuie generate la un capăt al coloanei lichide de un generator proiectat în acest scop, avînd în vedere şi receptorul undei, plasat la celălalt capăt al coloanei.

Aplicaţiile de acest tip sînt interesante atunci cînd este necesar a transmite forţe relativ mari, de durată scurtă, către un receptor situat la distanţă faţă de generator. Transmiterea nu este instantanee ci depinde de viteza de propagare a sunetului în lichidul considerat.

În dispozitivele de acest fel există o conductă de legătură între generator şi receptor iar în apropierea generatorului se cuplează la conductă

o capacitate. Între generator și receptor, de preferință în apropierea receptorului, se montează un dispozitiv pentru atenuarea undelor reflectate care ar avea circulația de la receptor la generator. În lipsa acestui dispozitiv undele multiplu reflectate care ar circula între receptor și generator ar interfera cu comenzile generatorului și ar avea un efect neplăcut asupra receptorului.

Acest dispozitiv ar putea fi o supapă care se deschide spre receptor dar avînd o mică deschidere prin corpul ei. Efectul este acela că unda directă trece liber prin supapă în timp ce unda reflectată este atenuată din cauza trecerii cu frecare mare prin deschiderea de secțiune mică din corpul supapei.

Acțiunea acestui dispozitiv este deosebit de importantă avînd în vedere că practic este imposibila proiecta un receptor care să absoarbă întreaga energie a undei directe.

Dacă se notează cu $v$ viteza stratului de lichid din conductă în apropierea generatorului, $h$ presiunea la un moment dat, în kg/cm², atunci relația între aceste cantități este aproximativ $h = v/7$ pentru apă și $h = v/9$ pentru ulei și produse petroliere.

De notat că presiunea depinde numai de viteza $v$. Ca exemplu concret să presupunem că se cere la receptor o presiune de 100 kg/cm² care să acționeze pe un piston de 1 cm², cu o cursă de 1 cm, timp de 1/1000 secunde. Să presupunem că se folosește ulei în linia de transmisie și deci viteza lichidului la generator trebuie să fie

$$v = 9h = 9 \times 100 = 900 \text{ cm/s}.$$

Deplasamentul de lichid la receptor va fi 1 cm³ în timp de 1/1000 s. Cantitatea medie de lichid în undă la receptor va fi 1 000 cm³/s și dacă presupunem că nu există pierderi de energie în linie, secțiunea conductei trebuie să fie 1 000/900 = 1,1 cm² și presiunea la generator și la receptor de 100 kg/cm². Ținînd seama de pierderile datorită vitezei mari a lichidului prin supapa de amortizare, va fi nevoie ca la generator să se ia o presiune ceva mai mare. Energia pierdută se transformă în căldură de-a lungul liniei de transmisie.

Pentru a obține la generator, să spunem, o presiune de 110 kg/cm², se poate folosi o camă acționînd pe un piston și deplasînd o cantitate de lichid într-o capacitate. De exemplu, se poate folosi un piston de 2,5 cm diametru, acționat de o camă cu o cursă de 0,6 cm, provocînd astfel o deplasare de aproximativ 3 cm³ și o capacitate de 380 cm³, lichidul utilizat fiind uleiul.

Comprimarea lichidului în raportul 3/380 va da o presiune de aproximativ de 110 kg/cm² în lichid, considerînd coeficientul de elasticitate al uleiului de 14 000 kg/cm².

Șocul de presiune în capacitate la trecerea camei peste pistonul generatorului va provoca o undă în linia de transmisie care în condițiile descrise va transporta cantitatea de energie necesară receptorului. Cu acest aranjament linia de transmisie poate fi închisă sau deschisă după dorință cu un simplu robinet de linie.

Descrierea de mai sus se potrivește pentru acționarea unui receptor care necesită impulsuri scurte la intervale date. Dacă în locul unui generator cu camă rotitoare se folosește un dispozitiv generator de tip ciocan care să lovească pistonul brusc, se poate transmite un singur impuls.

În figura 88 este reprezentat un generator de impulsuri care produce unde prin apăsarea bruscă asupra pistonului *f* (de exemplu la trecerea nuui tren).

Pistonul *f* lucrează în spaţiul *h*. Presiunea în camera *h*, care apare atunci cînd pistonul *f* este acţionat brusc cu o forţă mare, acţionează asupra supapei conice *k* avînd la celălalt capăt un piston *l* lucrînd în camera *m* cu un diametru considerabil mai mare decît orificiul *n* sau camera intermediară *o*.

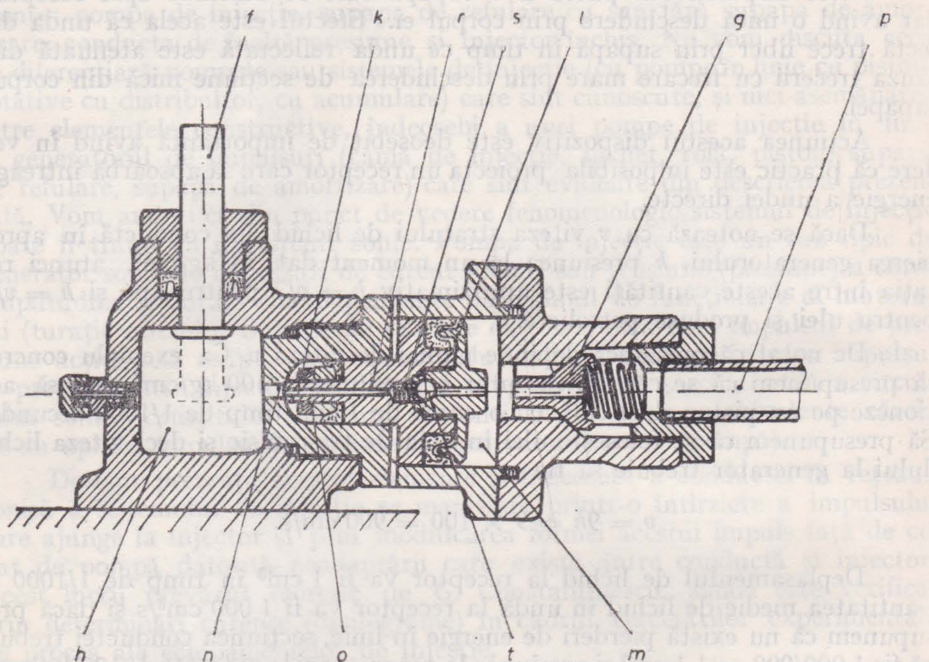



Fig. 88. — Generator de impulsuri de forţă.

Camera *m* este conectată la linia de transmisie *p* prin dispozitivul de atenuare a undelor *g* care este destinat a absorbi undele reflectate, iar lichidul este transmis liniei la o presiune medie relativ scăzută.

Un orificiu *r* trece prin pistonul şi supapa *k, l* şi în camera *s* se montează o supapă cu bilă şi resort *t*.

Apăsînd asupra pistonului *f*, presiunea creşte în camera *h* la valori foarte mari şi această presiune acţionînd asupra bilei *t*, depăşeşte presiunea liniei astfel că întregul piston-supapă, *k, l*, se mişcă înainte; imediat ce supapa conică se deschide presiunea din camera *h* poate acţiona pe o suprafaţă mult mai mare a pistonului (diametrul camerei *m*).

Efectul este că se produce o mişcare bruscă a pistonului diferenţial astfel că o undă de impuls foarte puternică este trimisă în lungul liniei *p*, amortizorul *g* de unde se deschide permiţînd trecerea unei unde de mare intensitate în linia de transmisie.

Unda este transmisă prin linie la dispozitive de execuţie, care în esenţă sînt pistoane susţinute de resorturi. Sub impulsul unei presiuni bruşte în linie, pistonul produce o lovitură asupra mecanismului de execuţie. Unda reflectată care apare la receptor se propagă la generator unde în dispozitivul *g* se amortizează.

Dispozitivul de amortizare a undelor reflectate poate fi montat și la receptor sau poate fi prevăzut în circuit în mai multe puncte.

Dacă *h* este pus în comunicație cu rezervorul care asigură presiunea medie în sistem, presiunea se descarcă în acest rezervor și nu apare în linia de transmisie nici o undă atunci cînd se apasă pe *f*.

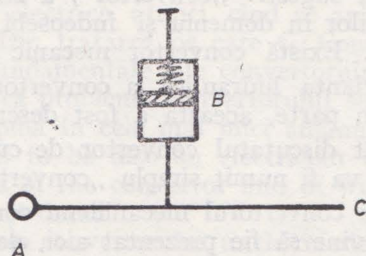



Fig. 89. — Schema de principiu a instalației de sincronizare a tragerii cu mitraliera printre palele elicei.

Mecanismul de sincronizare a tragerii cu mitraliera printre paletele elicei în mișcare, la avioanele utilizate în primul război mondial, constituie o aplicație a transmiterii impulsurilor de forță de la o camă solidară cu axul elicei la trăgaciul armei.

În figura 89 se reprezintă schematic instalația. Cu A s-a notat generatorul de impulsuri montat pe axul elicei, cu *C* dispozitivul de execuție care este constituit dintr-un piston susținut de un resort. Dispozitivul de execuție este descris ca un mic ciocan sonic.

Cu *B* s-a notat dispozitivul de comandă a tragerii, dispozitivul constă dintr-un piston ținut de un resort. Pistonul putea fi acționat cu mîna.

Pistonul generatorului acționa lichidul dintr-un cilindru de la care pleacă o țeavă de cupru cu petrol, la mitralieră, unde se află ciocanul care lovea trăgaciul mitralierei.

Rotind cama generatorului repede, se produc impulsuri care se transmit prin coloana lichidă la trăgaci. De remarcat că în aceste condiții unda nu acționează pistonul *B* deoarece deviația din linia principală spre *B* este aranjată să aibă o inerție mare, și la frecvențe ridicate curentul absorbit e neînsemnat.

Apăsînd pistonul *B*, acesta ridică presiunea medie în instalație și permite ciocanului sonic de la trăgaci să atingă trăgaciul. Trăgînd pistonul *B*, presiunea medie se micșorează și chiar dacă ciocănelul oscilează, el nu mai atinge trăgaciul poziția sa medie fiind deplasată.

Judecînd instalația din punct de vedere hidrostatic, presiunea de la generator ar acționa în primul rînd pistonul pompei *B*, iar ciocanul mitralierei nu s-ar mișca. Acest lucru se întîmplă atunci cînd generatorul este rotit foarte lent, cu mîna.

La rotația rapidă a generatorului, inerția circuitului pompei *B* este mare și pistonul *B* nu poate urmări frecvența impulsurilor, în schimb acestea acționează ciocanul trăgătorului.

Instalația a fost descrisă lucrînd cu o presiune medie de 5 atmosfere, impulsuri de presiune de peste 100 atmosfere cu durată de aproximativ o jumătate de miime de secundă.

## XII.12. CONVERTORUL

### XII.12.1. PREZENTARE GENERALĂ

Mecanismul de transmitere a puterii Constantinescu, pe care autorul l-a numit sugestiv ,,convertor", a stîrnit un considerabil interes în lumea specialiştilor în domeniu şi îndeosebi a automobiliştilor, spre sfîrşitul anului 1923. Există convertor mecanic şi convertor hidraulic.

Varianta hidraulică a convertorului este o aplicaţie directă a sonicităţii. În parte, aceasta a fost descrisă anterior.

Mult discutatul convertor de cuplu este cel mecanic care în cele ce urmează va fi numit simplu ,,convertor" aşa cum a făcut-o autorul.

Deşi convertorul mecanic nu constituie o aplicaţie directă a sonicităţii, se cuvine să fie prezentat aici, deoarece reprezintă o realizare notabilă a marelui inventator, actuală şi astăzi ca şi teoria sonicităţii şi rezolvă problema utilizînd proprietăţile corpurilor care oscilează.

Această invenţie care funcţionează pe principii noi diferă faţă de toate aparatele anterior cunoscute şi formează sigur o clasă de mecanisme, cu performanţe superioare, care aşa cum a demonstrat matematic autorul, nu pot fi atinse de nici un alt mecanism, fie el mecanic, hidraulic sau electric: ,,My convertor is in a class by itself, the results which can be obtained with it are not obtainable or even approached by any other mechanism, whether mechanical, hidraulic, or even electrical".

La invitaţia editorului, G. Constantinescu a expus în coloanele revistei ,,THE AUTOMOBILE ENGINEER", un material privind mecanismele de transmisie variabilă pentru automobile, articol care a provocat o amplă şi viguroasă dispută, publicată în paginile aceleaşi reviste din noiembrie 1923 pînă în iulie 1924.

Autorul a precizat de la început că, convertorul nu este o îmbunătăţire a cunoscutului mecanism schimbător de viteză, ci, este rezultatul aplicării principiilor matematicii la soluţionarea unor probleme practice, folosind integral metoda cercetării teoretice căreia i-a acordat o mare atenţie mai mulţi ani.

Convertorul, prezentat într-o diversitate de variante constructive, este un mecanism care are mai mult decît un grad de libertate. În stare de repaus sistemul poate fi deformat într-un număr infinit de moduri, astfel încît configuraţia sa iniţială să poată avea orice formă. Nici un element nu are o poziţie medie fixă în raport cu altul. Este foarte dificil să se prevadă poziţiile diferiţelor elemente cînd acestea se mişcă. De aceea, nu s-a reuşit să se explice într-o manieră populară funcţionarea convertorului. Încercarea de a explica comportarea acestuia prin simplificări în schemele de principiu, sau prin compararea sa cu mecanisme presupuse echivalente (care nu pot fi echivalente), nu s-a putut realiza fără a crea confuzii sau erori.

Argumentînd necesitatea de a explica matematic principiile pe care se bazează convertorul, G. Constantinescu arată că, dificultatea găsirii unei explicaţii populare a comportării convertorului este comparabilă cu strădania de a explica, teoria relativităţii, fără ajutorul matematicii: ,,The difficulty of finding a popular explanation of the behaviour of the converter is paralleled by the endeavour to explain, without the aid of mathematics, the theory of relativity".

Cum am văzut, ştiinţa sonicităţii care se ocupă de transmiterea energiei prin impulsuri în medii elastice, foloseşte analogia cu manifestările curentului alternativ în circuite electrice.

Este interesant de observat că, în tratarea teoretică a convertorului, autorul apelează la aceleaşi elemente, analogia dintre fenomenele mecanice şi cele electrice şi utilizează acelaşi instrument matematic întîlnit în electrotehnică. Explicaţia trebuie căutată în identitatea problemei convertorului şi aceea a comportării circuitelor electrice atunci cînd se aplică acestor circuite, curenţi electrici periodici. Din tratarea pe care G. Constantinescu o face pentru a găsi formulele fundamentale ale convertorului se poate observa uşor de către un electrician că problema convertorului se aseamănă cu cea a telefoniei fără fir aproape pînă în cele mai mici amănunte: „Any shrewd mathematician who happens to be also an electrician will not be long in perceiving that the problems of the convertor and of wireless telephony are the same almost in every detail".

Înainte de a prezenta funcţionarea convertorului, unele referiri la concluziile analizei critice pe care G. Constantinescu a întreprins-o asupra mecanismelor elaborate pentru a rezolva problema transmisiei variabile şi capacitatea acestora de a satisface transmisia automată variabilă, se impun. Aceasta, pentru a evidenţia comparativ posibilităţile convertorului de a rezolva transmisia automată şi variabilă.

Problema transmisiei definită, în sens larg, este ca de la un ax primar care se roteşte continuu acţionat de un motor primar, să se transmită energia unui alt ax numit secundar, în aşa fel încît indiferent de fluctuaţiile de cuplu şi turaţie ale axului secundar, motorul primar să dezvolte în mod natural puterea cu eficienţă maximă. De obicei deosebim două grupe de motoare primare universal utilizate:

— motoare primare cu cuplu constant şi turaţie variabilă, în care categorie intră aproape toate felurile de motoare cu piston, şi în mod special cele cu ardere internă, folosite în general pentru automobile;

— motoare primare cu turaţie constantă şi cuplu variabil, clasă în care sînt cuprinse maşinile rotative cum ar fi unele turbine şi motoare electrice.

În general, toate formele de transmisii mecanice, prin frecare şi hidraulice, cunoscute pînă la apariţia convertorului Constantinescu pot fi cuprinse în următoarele clase:

I. Rapoarte fixe de transmisie care pot fi modificate în mod continuu sau discontinuu după cum doreşte operatorul. Un exemplu reprezentativ şi foarte eficient a tipului discontinuu este cutia de viteze obişnuită şi combinaţia cu ambreiaj. Pompele şi motoarele hidraulice cu cursa variabilă, transmisiile prin frecare, reprezintă tipuri continue.

II. Mecanismele din clasa anterioară la care raportul de transmisie este o funcţie de cuplul de pe axul secundar. Un exemplu corespunzător este tipul de mecanism cu clichet acţionat de la manivela arborelui primar printr-un cuplaj elastic (de obicei prin arcuri).

III. Mecanismul în care cuplul secundar este produs sau comandat de forţele centrifuge datorate turaţiei primarului. Cel mai simplu tip îl formează o roată variabilă ca diametru şi un regulator centrifugal.

IV. Mecanismele la care cuplul este transmis prin pierdere de energie. Cel mai simplu exemplu este ambreiajul alunecător de tipul obişnuit cu fricţiune sau de tip hidraulic care utilizează laminarea unui lichid pentru

a pierde energie. Există numeroase invenții din această clasă, autorii lor nefiind conștienți de faptul că astfel de transmisii nu vor putea transmite cuplu datorită prezenței frecării.

Se pot face combinații din aceste patru clase într-un număr infinit de feluri, toate putînd fi investigate prin metodă denumită de G. Constantinescu „analiza tridimensională", care ia în considerație pe lîngă ecuația vitezei

$$\omega_1/\omega = K(r/r_1), \tag{1}$$

(unde $\omega$, $\omega_1$, $r$, $r_1$ sînt vitezele unghiulare și respectiv razele manivelelor arborelui primar și celui secundar; $K$ — constantă care depinde de mecanism, $0 < K \leqslant 1$) și ecuația energiei

$$M_1\omega_1 = M\omega \tag{2}$$

(în care $M$ și $M_1$ reprezintă cuplul la primar și respectiv la secundar) și o relație între cuplul secundarului și altă variabilă independentă a sistemului. Astfel în clasa II, de exemplu, cuplul secundarului este o funcție de cuplul primarului și există o invariantă de forma

$$f(M, M_1) = 0, \tag{3}$$

iar în clasa III invarianta este de forma

$$\psi(\omega^2, M_1) = 0. \tag{4}$$

O transmisie din clasa IV poate fi cu greu numită transmisie variabilă, deoarece transmisia este în sine un absorbant de putere și nu numai un mijloc de transmitere a puterii.

Rămîn, deci, clasele II și III și combinațiile lor posibile. Aceasta reprezintă tot ce se poate face cu mijloacele considerate pînă aici ca fiind capabile de a obține transmisie variabilă automată (avînd la bază arcuri sau regulatoare aplicate la mecanismele din clasa I).

Pe baza acestei analize, G. Constantinescu a demonstrat că diferite dispozitive, care au fost discutate, nu pot rezolva problema transmisiei variabile.

Rezultă din aceste considerații că nu este corect să se afirme, de exemplu, că orice transmisie variabilă cu un număr infinit de rapoarte de transmisie posibile, cu toate că sînt sigur comandate, poate fi făcută automată prin montarea unor sisteme de arcuri, regulatoare sau servomotoare pentru a controla transmisia.

Inteligența umană nu poate fi ușor înlocuită prin mijloace așa de simple și evidente. Nu este ușor de găsit o soluție la această problemă. Nu este așa cum sîntem înclinați să credem, că numai datorită lipsei de interes a inginerilor sau inventatorilor se menține încă cutia de viteze la automobile și la multe alte mașini industriale. Se poate spune că motivul pentru care așa numita cutie de viteze „brutală" nu a fost înlocuită de pe poziția sa fermă pe care o ocupă peste tot în mecanică unde este nevoie să se modifice viteza și cuplul, se datorează dificultății de a găsi un înlocuitor satisfăcător argumenta autorul: „Human intelligence cannot be easily replaced by such simple an obvious means.

It is only superficially that the problem appears easy of solution. It is not, as some appear to think, due solely to the apathy of engineers or inventors that the ortodox gear box still holds its own in automobiles, and incidentally in many other industrial machines as well. It can safely

be said that the reason that the so called — brutal — gear box has not been displaced from its firm position on every thing mechanical where change of speed and torque are required, is due to the difficulty of finding a satisfactory substitute".

Se va observa că este imposibil să se reproducă sau să se atingă comportarea obişnuitei cutii de viteză şi a mecanismului cu ambreiaj de la automobile cu mijloacele enumerate.

G. Constantinescu arată că, problema nu se pune între cutia de viteze numită nedrept ,,brutală" şi unele îmbunătăţiri la mecanismul cu un număr infinit de viteze, ci între un mecanism foarte eficient cum ar fi obişnuita cutie cu 4 viteze comandată de efortul mental al unui şofer inteligent şi un mecanism automat de transmitere a puterii care va face cel puţin ceea ce poate face un şofer inteligent cu o cutie de viteze obişnuită chiar şi cu performanţe mai mari: ,,The inssure at stake is not between the unjustly called — brutal — gear box and some improved mechanism with an infinite number of speeds, but beetwen a very efficent mechanism like a modern four — speed gear box controlled by the mental effort of an intelligent driver, and an automatic mechanism for transmiting power which will do at least what an intelligent driver can do with the orthodox gear, and posibly give an even better performance".

În sfîrşit noua clasă de mecanisme, convertorul Constantinescu care este un aparat pentru transmiterea puterii automat de la un motor cu ardere internă sau alt motor primar care dezvoltă un moment de torsiune limitat la un ax secundar; momentul de torsiune şi turaţia axului secundar fiind variabile între limite foarte largi.

Convertorul acţionează secundarul printr-o serie de impulsuri armonice rapide care întotdeauna au o frecvenţă dublă faţă de cea a motorului primar, amplitudinea impulsurilor fiind controlată automat de inerţia unei mase care este liberă să oscileze de o parte şi de alta a unei poziţii medii fixe cu o mişcare armonică simplă de aceeaşi frecvenţă ca cea a primarului.

Astfel, se poate obţine un cuplu mărit la un arbore secundar condus de la un motor primar cu cuplu limitat care are o manivelă cu turaţie constantă. Mecanismul care asigură aceasta constă dintr-o combinaţie de leviere şi tije de legătură oscilante (dar care nu se rotesc). Acestea sînt astfel conectate încît să primească forţe negative şi pozitive datorită inerţiei unor mase adecvate care pendulează în jurul unor poziţii fixe. Levierele şi tijele de legătură sînt, de asemenea, conectate în mod adecvat la două mecanisme oscilatorii de acţionare unidirecţională, care transformă aceste forţe în impulsuri rotative într-o direcţie în aşa fel încît frecvenţa tijelor de conexiune, levierelor şi masei să fie întotdeauna egală cu numărul de rotaţii complete ale manivelei motorului primar. Amplitudinea oscilaţiei masei este variabilă şi ea creşte odată cu creşterea raportului dintre turaţiile motorului primar şi ale arborelui secundar condus şi descreşte odată cu descreşterea acestui raport.

O ilustrare simplă a principiului convertorului (fig. 90 *a*) este dată de un levier flotant, care are un capăt antrenat de un excentric montat pe un ax conducător cu mişcare de rotaţie, iar la capătul opus susţine o masă. Un punct intermediar al levierului este prins de două bare de conexiune, care antrenează un arbore condus prin două dispozitive de acţionare unidirecţionale, prin care mişcarea oscilatorie a levierului flotant este convertită într-o mişcare de rotaţie, într-o direcţie; dispozitivele unidirecţionale operînd la fiecare jumătate de rotaţie a arborelui conducător (fig. 90 *a*).

Cu o astfel de dispunere se va vedea că dacă rezistența la rotație a axului condus este mică, masa de pe levier nu se va depărta prea mult în raport cu poziția medie a fiecărei oscilații, iar valoarea deplasării dispozitivelor unidirecționale va fi maximă cînd rezistența la rotație a arborelui condus este nulă.

Pe măsură ce rezistența la rotație a axului condus crește, deplasarea masei crește, în timp ce deplasarea unidirecționalelor descrește. În consecință, la fiecare rotație a arborelui conductor, datorită deplasării unghiulare mai mici a unidirecționalelor, atunci cînd rezistența este mare, cuplul cerut de la motorul primar nu va crește prea mult, așa cum se va arăta mai tîrziu. Cu un astfel de aranjament, se poate deduce că dacă de exemplu motorul primar este un motor cu ardere internă, se poate menține o turație constantă sau mărită a motorului, deși cuplul de la axul condus a crescut considerabil. Desigur sînt posibile multe modificări ale aranjamentului. Dar, pentru a realiza scopul invenției arborele conducător și conexiunea de acționare unidirecțională, trebuie să fie prinse în două puncte diferite, de un element oscilant sau care pendulează, cum ar fi un levier flotant, levierul purtînd sau fiind conectat la o masă capabilă să oscileze sau să efectueze o mișcare alternativă în jurul unei poziții medii.

### XII. 12.2. CONSTRUCȚIE ȘI FUNCȚIONARE

În figura 90 sînt prezentate sub formă schematică cîteva din aranjamentele posibile pentru realizarea acestei invenții, cu aplicație la locomotive și alte autovehicule echipate cu motoare cu ardere internă. Forțele care acționează într-o formă a acestui mecanism sînt arătate în figura 90 *f*.

Figura 91 este o diagramă care prezintă valorile relative ale turației motorului primar, cuplul și turația axului secundar condus, atunci cînd momentul de torsiune al motorului primar este menținut constant. În figura 92 sînt arătate valorile acelorași funcții, atunci cînd turația motorului primar este menținută constantă.

În figura 90 *a*, manivela *2* a arborelui conducător *1* este direct conectată la un levier flotant *11* care poartă o masă *12*. Un punct intermediar al acestui levier este conectat prin barele de legătură *8*, *9* la două elemente de acționare unidirecționale care acționează rotorul axului secundar *10*.

Se va observa că în acest caz va exista o mișcare de oscilație pe verticală a masei cît și una pe orizontală, dar aceasta este neînsemnată dacă amplitudinea oscilației masei *12* este considerabilă în raport cu lungimea manivelei *2*. Dacă se cere să se echilibreze forțele de inerție, două sau mai multe sisteme pot fi montate pe arborii conductor și cel condus, unghiurile de fază între manivele fiind adecvat alese.

Forma arătată în figura 90 *b* este similară dar în acest caz manivela conducătoare *2* este conectată la un punct intermediar iar barele de conexiune *8*, *9* la capătul superior al levierului flotant *11*.

În schema din figura 90 *c*, arborele conducător *1* este conectat printr-o manivelă *2* și o bară de conexiune *3* la centrul levierului flotant *4* care susține o masă *6* și este suspendată și pivotează în punctul fix *7*. Celălalt capăt al levierului flotant *4* este conectat prin barele de legătură *8*, *9* la două dispozitive de acționare unidirecționale, care operează alternativ antrenînd rotorul *10* într-o singură direcție.

În forma prezentată în figura 90 f, manivela conducătoare 2 este conectată la un capăt la un levier flotant 13 care lîngă centru este conectat la o manivelă 14 pe un volant oscilant 15 care acționează ca o masă, celălalt capăt al levierului flotant fiind conectat prin intermediul barelor de legătură 8, 9 la două dispozitive de acționare unidirecționale care acționează asupra rotorului.

În figura 90 e, arborele conducător face un unghi drept cu axul condus 16, manivela 2 fiind conectată prin bara 3 la un capăt al levierului flotant 13, care spre centru este conectat la o manivelă 14 printr-un volant oscilant 15, celălalt capăt al levierului flotant fiind conectat prin barele 8, 9 la două dispozitive de acționare unidirecționale.

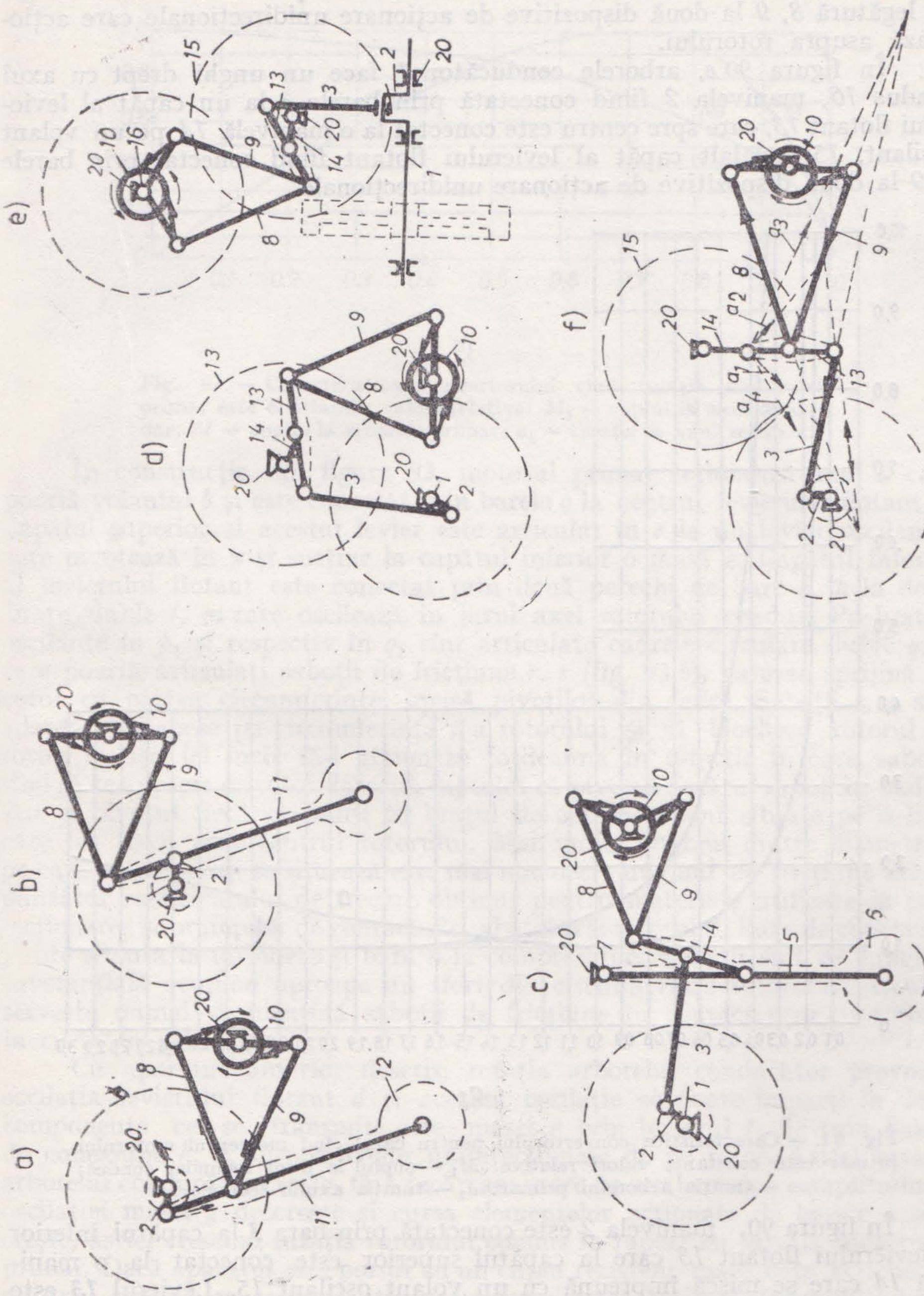



Fig. 90. — Convertorul — scheme de principiu: *a, b, c, d, e, f,* — variante funcționale.

În figura 90, manivela 2 este conectată prin bara 7 la capătul inferior al levierului flotant 13 care la capătul superior este conectat la o manivelă 14 care se mișcă împreună cu un volant oscilant 15. Levierul 13 este conectat spre centrul său prin barele 8, 9 la dispozitivele de acționare unidirecționale, care antrenează rotorul 10.

În toate schemele, pivoții ficși sînt indicați cu 20.

În forma prezentată în figura 90 *d*, manivela conducătoare *2* este conectată la un capăt la unui levier flotant *13* care lîngă centru este conectat la o manivelă *14* pe un volant oscilant *15* care acţionează ca o masă, celălalt capăt al levierului flotant fiind conectat prin intermediul barelor de legătură *8, 9* la două dispozitive de acţionare unidirecţionale care acţionează asupra rotorului.

În figura 90 *e*, arborele conducător *1* face un unghi drept cu axul condus *16*, manivela *2* fiind conectată prin barele *3* la un capăt al levierului flotant *13*, care spre centru este conectat la o manivelă *14* pe un volant oscilant, *15*, celălalt capăt al levierului flotant fiind conectat prin barele *8, 9* la două dispozitive de acţionare unidirecţionale.

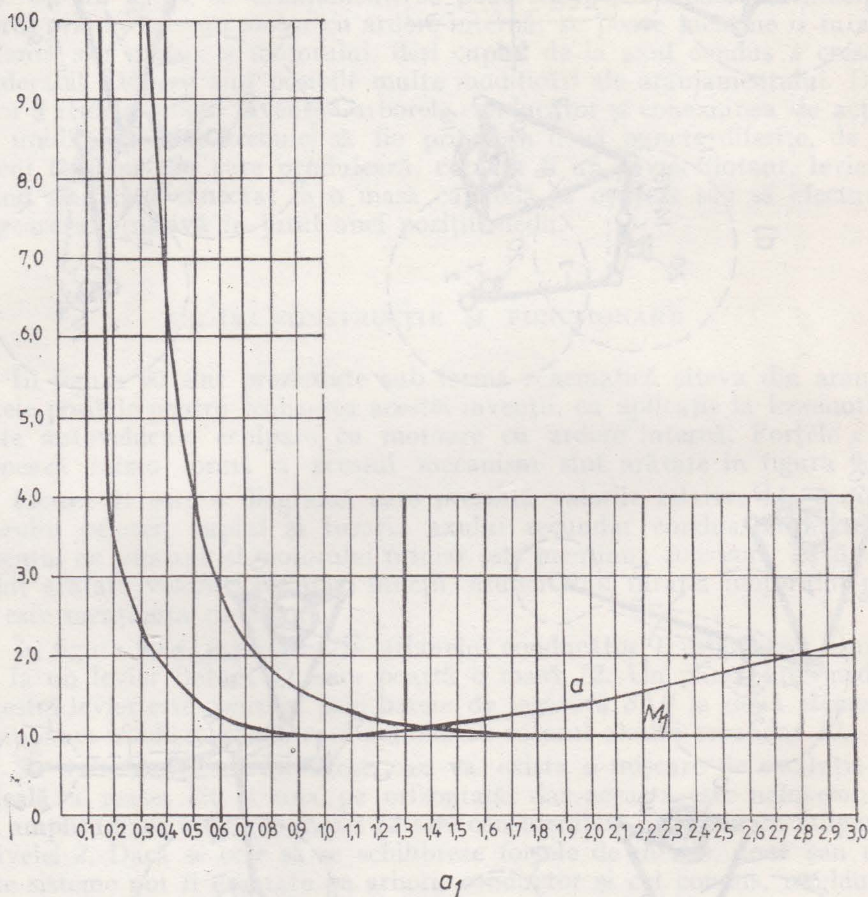



Fig. 91. — Caracteristica convertorului pentru cazul cînd momentul motorului primar este constant: valori relative: $M_1$ — cuplul la axul secundar condus; $a$ — turaţia arborelui primar; $a_1$ — turaţia axului secundar.

În figura 90, manivela *2* este conectată prin bara *3* la capătul inferior al levierului flotant *13* care la capătul superior este conectat la o manivelă *14* care se mişcă împreună cu un volant oscilant *15*. Levierul *13* este conectat spre centrul său prin barele *8, 9* la dispozitivele de acţionare unidirecţionale, care antrenează rotorul *10*.

În toate schemele, pivoţii ficşi sînt indicaţi cu *20*.

În cele ce urmează se prezintă cîteva din cele mai simple realizări constructive ale convertorului, brevetate de George Constantinescu în anul 1922. Aceste schițe reprezintă soluțiile unora din schemele cinematice expuse în figura 90.

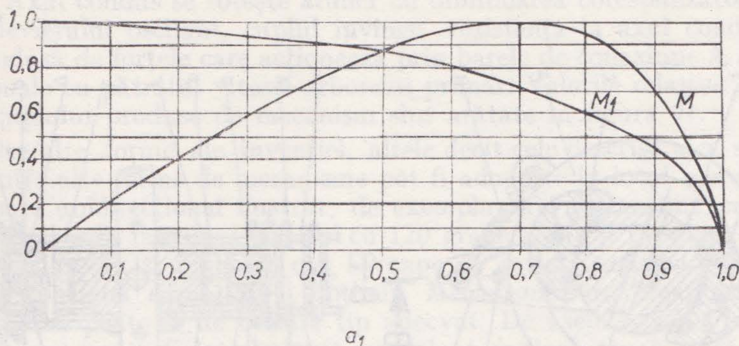



Fig. 92. — Caracteristica convertorului cînd turația motorului primar este constantă: valori relative: $M_1$ — cuplul la axul secundar; $M$ — cuplul la arborele primar; $a_1$ — turația la axul secundar.

În construcția din figura 93, motorul primar acționează axul *a* care poartă volantul *b* și este conectat prin barele *c* la centrul levierului flotant *d*. Capătul superior al acestui levier este articulat în *e* la un levier oscilant *f* care pivotează în *x* și susține la capătul inferior o masă *g*. Capătul inferior al levierului flotant este conectat prin două perechi de bare *h, k* la două brațe duble *l, m* care oscilează în jurul axei rotorului condus. Pe brațele oscilante în $p_1$ și respectiv în $q_1$ sînt articulate cadrele circulare duble *q, p* care poartă articulați saboții de fricțiune *r, s* (fig. 93 *b*), care se sprijină pe rotor cu partea circumferinței opusă pivoților din cadre. Saboții *r, s* sînt adaptați să apese pe circumferința *t* a rotorului și să blocheze rotorul la rotire în așa fel încît să-l acționeze totdeauna în direcția în care saboții tind să se apropie de rotor datorită faptului că pivotul fiecărui sabot în cadrul său și pivotul fiecărui cadru în brațul de acționare sînt situate pe o linie care nu trece prin centrul rotorului. Mai mult, unghiul dintre diametrele pe care acești pivoți se situează este mai mic decît unghiul de fricțiune corespunzător coeficientului de frecare obținut pentru materiale utilizate la confecționarea suprafețelor de contact ale sabotului și rotorului. Bara de conexiune *k* este supusă la întindere și bara *h* la compresiune. Saboții sînt de lungime substanțială ocupînd aproape un sfert din circumferința rotorului. Arcul *u* servește numai să mențină saboții de fricțiune în contact ușor cu rotorul la cursa în gol.

Cu aparatul anterior descris, rotația arborelui conducător provoacă oscilația levierului flotant *d* și această oscilație se poate împărți în două componente ce se transmite fie masei *g* prin levierul *f*, fie prin barele de conexiune *h, k*, dispozitivelor unidirecționale de pe rotor. Astfel turația arborelui conducător crește, fără încărcare mare pe axul condus, amplitudinea oscilației masei *g* descrește și cursa elementelor acționate de barele *h* și *k* crește, astfel crescînd turația rotorului condus în raport cu turația motorului primar. Dacă aparatul este pornit cu un cuplu rezistent mare care acționează pe axul condus, masa oscilantă începe imediat să oscileze, la amplitudinea sa maximă producînd forțe alternative ridicate în barele de conexiune *h, k*, forțele fiind proporționale cu pătratul turației motorului primar; astfel că dacă turația motorului primar este suficient de ridicată, cuplul de pe axul

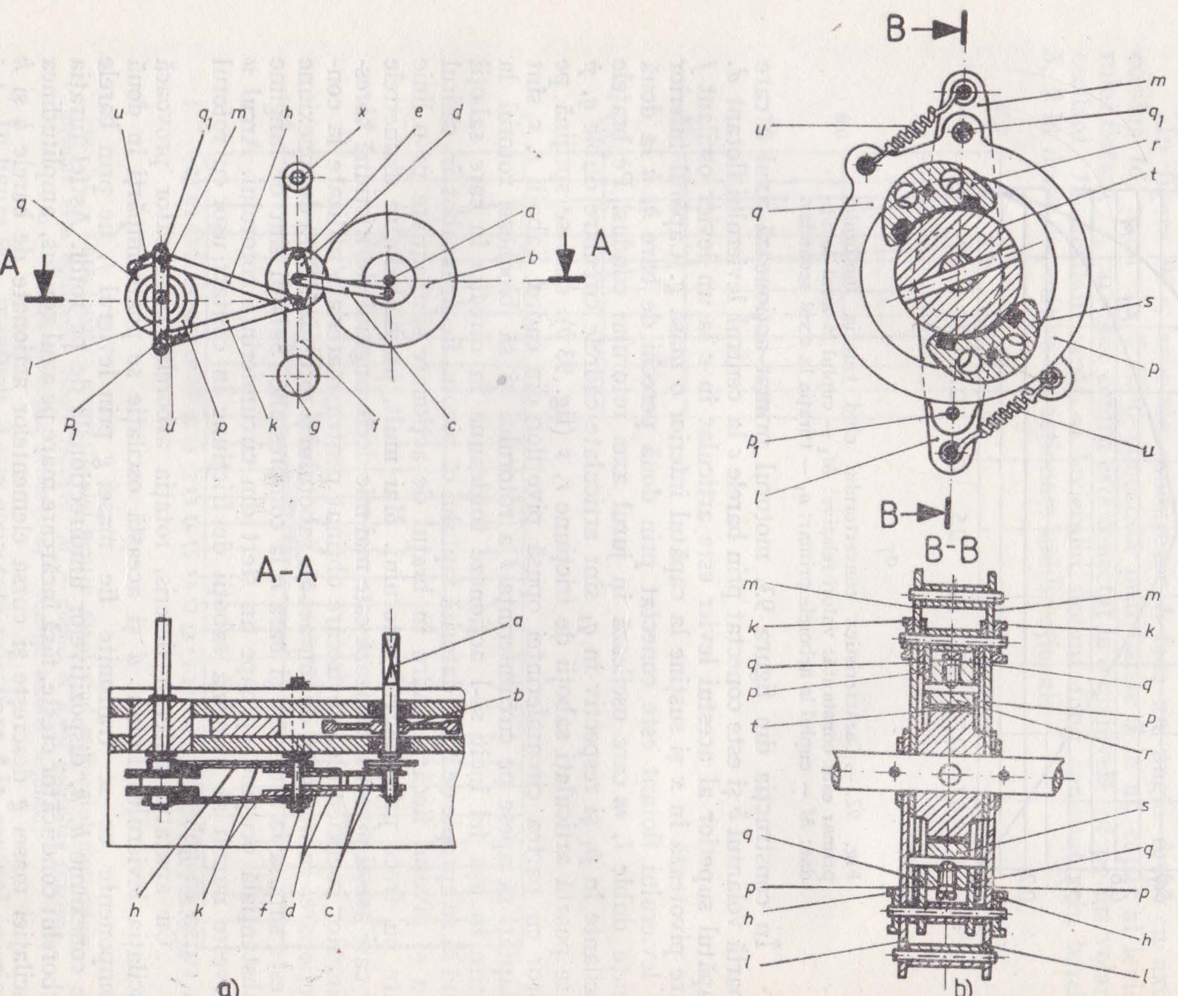



Fig. 93. — Convertorul, varianta din figura 90 *c*: *a* — secțiune plană prin mecanism; *b* — dispozitivul unidirecțional de acționare (secțiunea transversală și axială prin rotorul condus).

condus este învins de mecanismul unidirecțional și axul condus începe să se rotească. Pînă ca rotirea să înceapă nu s-a consumat energie cu excepția cantității absorbită prin frecări interne și pentru aducerea masei în regim de oscilație. Axul condus se rotește atunci cu diminuarea corespunzătoare a deplasării levierului oscilant, cuplul învinge rezistența la axul condus, fiind direct produsă de forțele care acționează prin barele de conexiune *k*, *h* și fiind proporționale cu pătratul vitezei arborelui primar. Valorile relative ale turațiilor și cuplului produse de mecanism sînt arătate în figura 91.

Multe alte forme ale invenției, altele decît cele descrise aici, sînt posibile și multe alte forme de mecanisme pot fi adoptate în locul mecanismului de acționare unidirecțional ilustrat; de exemplu, trei mecanisme ca cel descris, diferind prin faze unul de altul cu 120 grade poate fi prevăzut să acționeze pe același ax și în acest caz aproape că rotația continuă înlocuiește rotația discontinuă care s-ar fi obținut. Mecanismul unidirecțional de acționare folosit poate fi de oricare tip adecvat. De asemenea, în locul unui levier oscilant poate fi întrebuințat un volant oscilant sau o masă de orice formă.

La un astfel de mecanism, deplasarea pe verticală a oricăreia din centre, cum ar fi cel al axei rotorului, al axei masei, sau al axei arborelui primar, va produce un foarte unic efect asupra mișcării. Mai mult, deplasarea mică pe orizontală a acestor centre este, de asemenea, permisă. Deplasarea alternativă a centrului rotorului în direcție orizontală va servi numai la creșterea neînsemnată a turației rotorului. Este posibil deci, ca un astfel de mecanism să permită mici variații ale distanței între oricare două din centrele suporților arborilor conducători, masei și axului condus. Aceasta este extrem de convenabil la autovehicule. Părți ale aparatului pot fi montate pe arcuri și alte părți direct pe roțile motoare dacă se dorește.

În forma de dispozitiv unidirecțional de acționare arătat în figura 94, barele de conexiune de la motorul primar sînt conectate la bolțurile *21*, *22*, care sînt purtate de elementele manșon *23*, *24*, capabile să oscileze în jurul axului *25* pe lagărele cu rulmenți *27*. Saboții de fricțiune *28*, *29*, sînt articulați prin bolțurile *30*, *31*, în elementele cu ochi ale cadrului placă *32*, *33*, care sînt ele înșile articulate în elementele rotorului *34*, *35* prin *36* și *37*, aceste elemente de rotor fiind fixate prin pană de axul rotor *25*.

În acest fel de acționare unidirecțională sabotul de fricțiune de deasupra pivotat pe rotor este blocat și acționat cînd elementul oscilant *23* se mișcă în direcția săgeții, sabotul de jos pe cealaltă parte a rotorului fiind blocat și învîrtit în aceeași direcție în timpul oscilației de înapoiere prin elementul de oscilație *24*.

În forma constructivă a invenției, prezentată în figura 95, motorul primar este conectat prin bara de conexiune (biela) *41* la un capăt al levierului flotant *42*, care pentru asamblare poate fi făcut din două părți, articulat în *43* de volantul oscilant *60* care oscilează în jurul axei *40*. Levierul este conectat la celălalt capăt al său *44* cu două bare de conexiune *45*, *46* care oscilează respectiv două elemente cilindrice (tamburi) *47*, *48*. Elementele cilindrice sînt căptușite cu suprafețele de fricțiune *49*, fiecare tambur antrenează (acționează) una din cele două porțiuni *56*, *57* ale rotorului situate în interiorul său; și fiecare rotor poartă o pereche de saboți de fricțiune *50*, *51* articulate la capetele tijelor cu ochi *52*, *53*, aceste tije fiind articulate pe rotor în *54*, *55* și trecînd printr-un spațiu central adecvat din rotor.

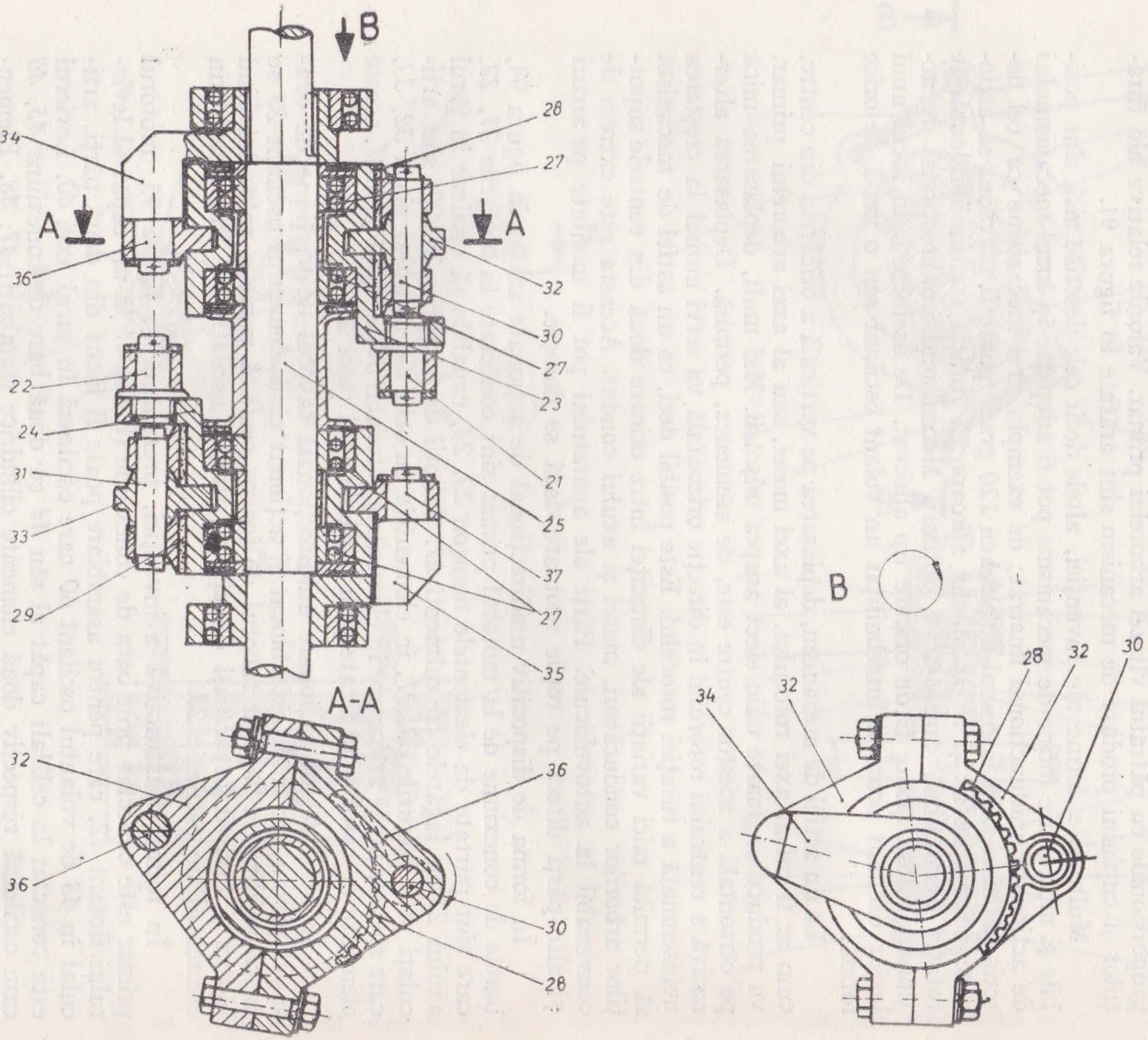



Fig. 94. — Dispozitiv unidirecțional de acționare (variantă constructivă).

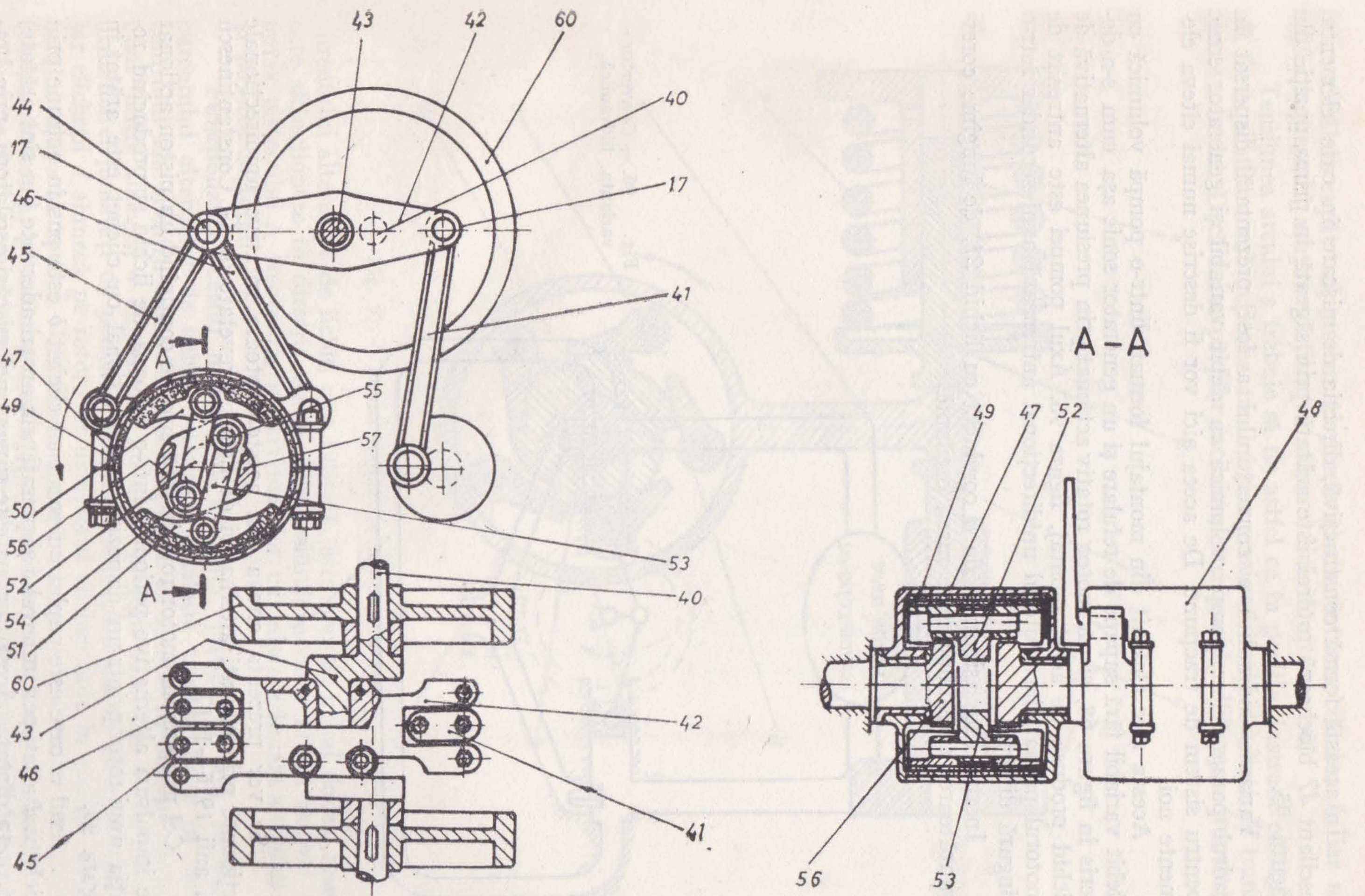



Fig. 95. — Convertorul, varianta din figura 90 *d*.

În această formă constructivă, direcţia de mişcare în care elementul oscilant *47* blochează rotorul este arătată prin săgeată în prima poziție din figura 95.

Varianta hidraulică a convertorului a fost prezentată dispersat în cadrul paragrafelor: pompe volumice cu debit variabil și generator sonic pentru sistem de tracţiune. De aceea aici vor fi descrise numai cîteva elemente noi.

Acesta este alcătuit din montajul format dintr-o pompă volumică cu debit variabil fără supape de refulare şi un generator sonic aşa cum s-a descris în figura 68, şi un motor rotativ acţionat prin presiunea alternativă de lichid produsă de acest montaj, figura 96. Axul pompei este antrenat de motorul primar, iar motorul unidirecţional antrenează axul secundar într-o singură direcţie.

Inerţia este asigurată de o conductă cu lichid *21*, de lungime corespunzătoare, care înlocuieşte masa oscilantă.

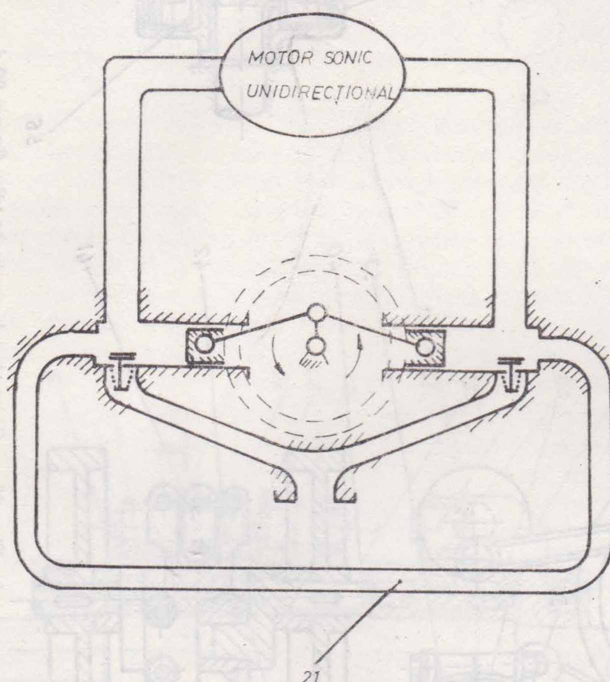



Fig. 96. — Convertor — varianta hidraulică.

Se vor prezenta cîteva din aceste motoare rotative unidirecţionale acţionate prin curenţi alternativi de lichid, brevetate de G. Constantinescu în anii 1916—1917.

Cel mai simplu motor rotativ fără supape conţinînd un piston acţionat de impulsuri alternative periodice într-o coloană de lichid şi producînd rotaţia unui rotor printr-un dispozitiv unidirecţional cu clichet este arătat în figura 97.

Axul *a* care este cuplat cu roata cu clichet *b* este pus în acţiune prin clicheţii *d* aflaţi pe tamburul *c* şi presaţi prin arcuri adecvate (nu sînt arătate) pe roata dinţată. Acest tambur este supus unei mişcări oscilatorii, prin braţul *e* cuplat cu pistonul *f*, care funcţionează într-un cilindru *g*, conectat la o linie de transmisie a undei de lichid.

Celălalt capăt al pistonului *f* este ghidat într-un cilindru *h*, iar un arc *s* acționează asupra părților cu mișcare liniară alternativă.

Tensiunea arcului *s* trebuie să fie astfel ca în poziția ilustrată pistonul să fie în echilibru sub acțiunea arcului și a presiunii medii din linia de transmisie a undei. Dacă masa părților oscilante este considerabilă, sau frecvența

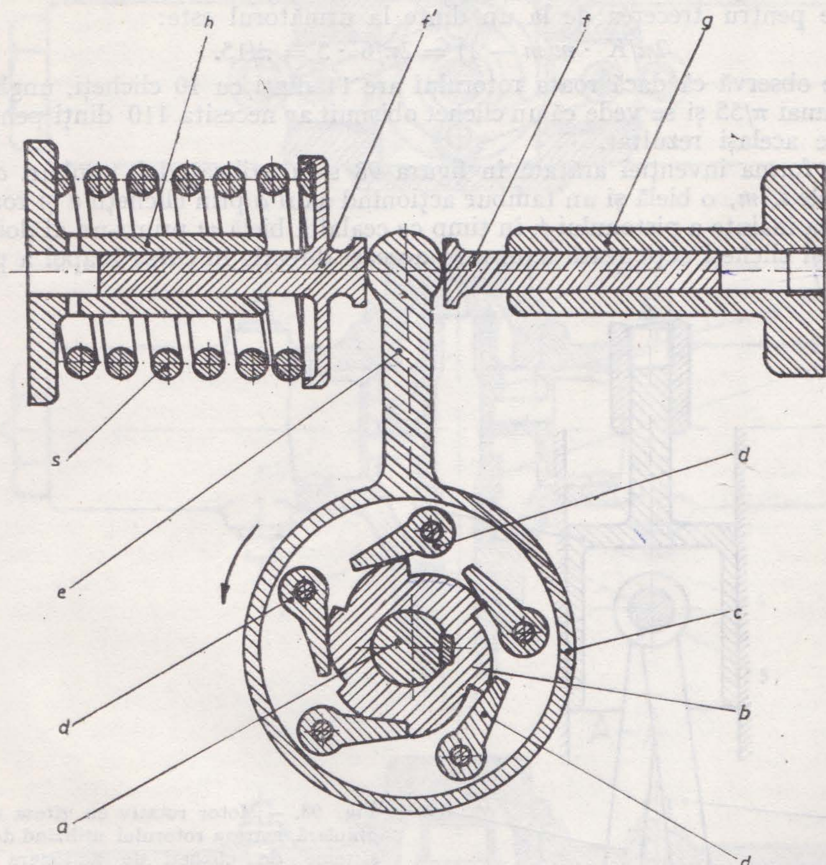



Fig. 97. — Forma simplă de motor rotativ.

curentului alternativ de lichid este ridicată, este necesar un al doilea resort care să acționeze în direcție opusă. Dimensiunile acestor arcuri depind de cursa pistonului *f*, frecvența, inerția maselor cu mișcare liniară alternativă și puterea motorului.

Funcționarea acestui motor este evidentă, pistonul *f* sub impulsul curentului alternativ de lichid determină oscilația tamburului *c* în jurul centrului său. Pentru o jumătate de perioadă de rotație în direcția săgeții, unul dintre clichetii *d* angrenează un dinte al roții rotorului *b*. În timpul următoarei jumătăți de perioadă tamburul se deplasează în direcția opusă, iar clichetii *d* alunecă pe rotor, iar următorul clichet cade în spatele următorului dinte al roții *b*. Următoarea cursă înainte a pistonului determină rotația motorului pe un nou unghi, și așa mai departe. Dacă se fixează un volant pe axul *a*, impulsurile successive date roții de către clicheți mențin rotirea volantului în direcția săgeții, deoarece toate impulsurile au aceiași direcție.

Dacă numărul dinţilor de pe roata rotorului este $K \cdot m$, unde $K$ şi $m$ sînt numere întregi, numărul de clicheţi egal distribuiţi pe circumferinţă trebuie să fie $K(m - 1)$, iar cu nu asemenea aranjament, vor exista întotdeauna $K$ dinţi angrenaţi în acelaşi timp.

În exemplul ilustrat $K = 1$, iar $m = 6$, unghiul minim al oscilaţiei necesare pentru trecerea de la un dinte la următorul este:

$$2\pi/K \cdot m(m - 1) = 2\pi/6 \cdot 5 = \pi/15.$$

Se observă că dacă roata rotorului are 11 dinţi cu 10 clicheţi, unghiul va fi numai $\pi/55$ şi se vede că un clichet obişnuit ar necesita 110 dinţi pentru a obţine acelaşi rezultat.

În forma invenţiei arătată în figura 98 s-au utilizat doi tamburi *c* şi două biele *l*, *m*, o bielă şi un tambur acţionînd axul *a* prin clicheţii *d* şi roata *b* în cursa înainte a pistonului *f*, în timp ce cealaltă bielă *m* printr-un al doilea tambur şi clicheţi acţionează axul *a* în aceeaşi direcţie în cursa înapoi a pistonului *f*.

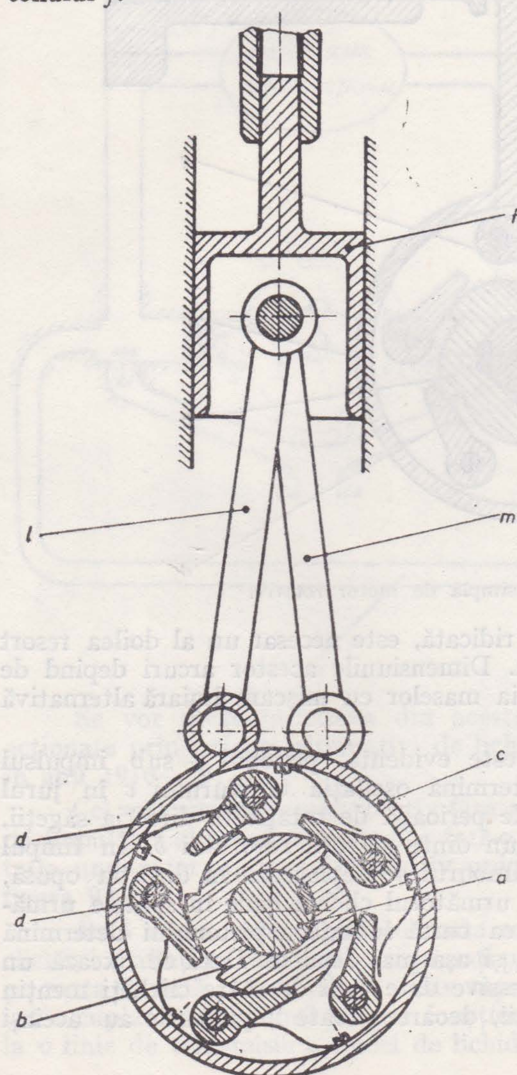



Fig. 98. – Motor rotativ cu viteza unghiulară mare a rotorului utilizînd două sisteme de clicheţi de acţionare în direcţii opuse.

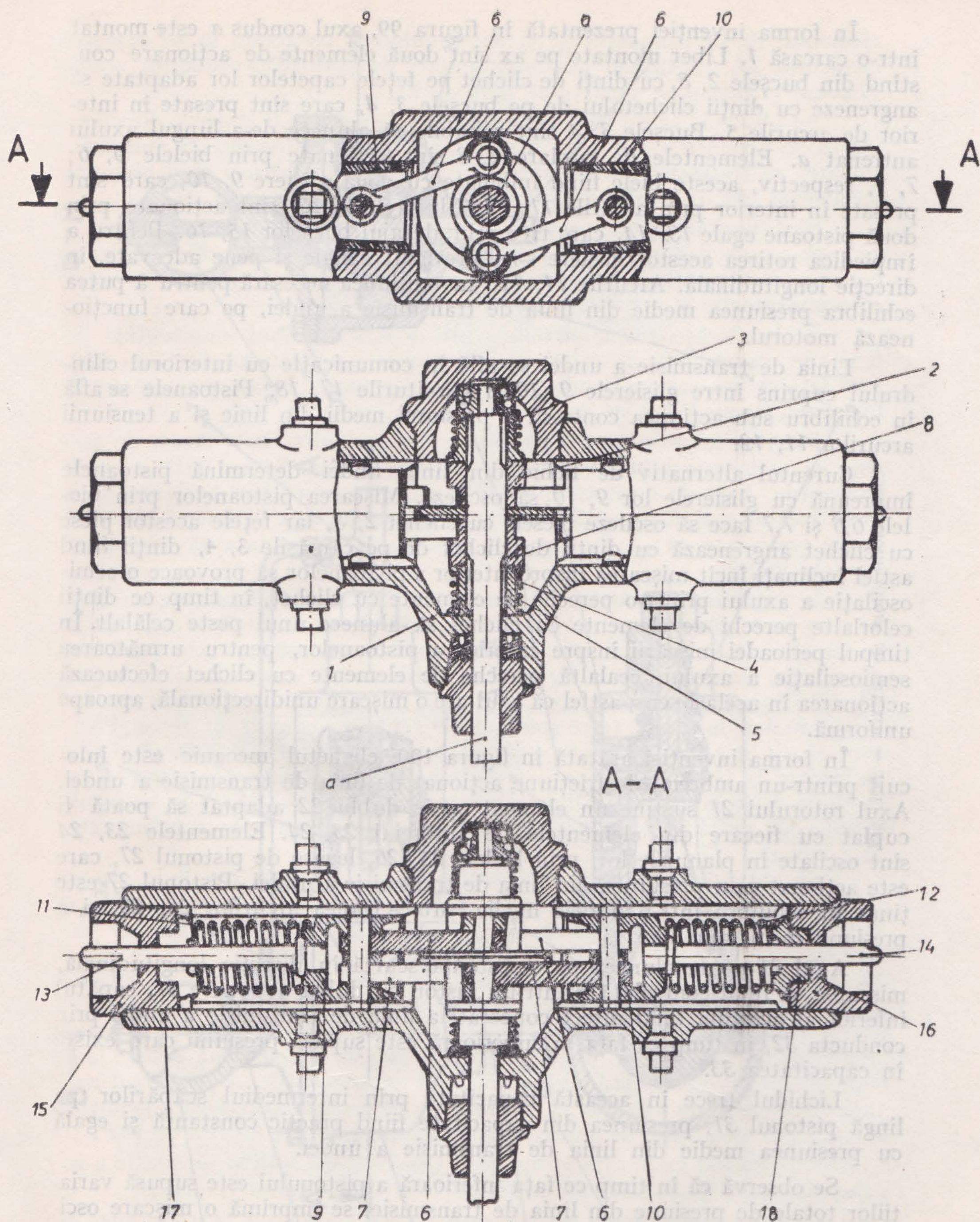



Fig. 99. — Motor cu doi clicheţi pe acelaşi ax care dau un impuls de acţionare la fiecare jumătate de perioadă.

În forma invenției prezentată în figura 99, axul condus *a* este montat într-o carcasă *1*. Liber montate pe ax sînt două elemente de acționare constînd din bucșele *2*, *8*, cu dinți de clichet pe fețele capetelor lor adaptate să angreneze cu dinții clichetului de pe bucșele *3*, *4*, care sînt presate în interior de arcurile 5. Bucșele *3*, *4* sînt capabile să alunece de-a lungul axului antrenat *a*. Elementele de cuplare *2*, *8* sînt acționate prin bielele *6*, *6*; *7*, *7*, respectiv, aceste biele fiind îmbinate cu două glisiere *9*, *10*, care sînt presate în interior prin arcurile *11*, *12*. Glisierele *9*, *10*, sînt acționate prin două pistoane egale *13*, *14*, care trec prin alezajul bucșelor *15*, *16*. Pentru a împiedica rotirea acestor glisiere s-au prevăzut canale și pene adecvate, în direcție longitudinală. Arcurile *11*, *12*, au tensiunea necesară pentru a putea echilibra presiunea medie din linia de transmisie a undei, pe care funcționează motorul.

Linia de transmisie a undei se află în comunicație cu interiorul cilindrului cuprins între glisierele *9*, *10* și garniturile *17*, *18*. Pistoanele se află în echilibru sub acțiunea contrară a presiunii medii din linie și a tensiunii arcurilor *11*, *12*.

Curentul alternativ de lichid din linia undei determină pistoanele împreună cu glisierele lor *9*, *10* să oscileze. Mișcarea pistoanelor prin bielele *6*,*6* și *7*,*7* face să oscileze piesele cu clichet *2*, *8*, iar fețele acestor piese cu clichet angrenează cu dinții de clichet de pe cămășile 3, 4, dinții fiind astfel înclinați încît mișcarea înspre interior a pistoanelor să provoace o semioscilație a axului printr-o pereche de elemente cu clichet, în timp ce dinții celorlalte perechi de elemente cu clichet să alunece unul peste celălalt. În timpul perioadei mișcării înspre exterior a pistoanelor, pentru următoarea semioscilație a axului, cealaltă pereche de elemente cu clichet efectuează acționarea în același sens, astfel că axul are o mișcare unidirecțională, aproape uniformă.

În forma invenției arătată în figura 100, clichetul mecanic este înlocuit printr-un ambreiaj de fricțiune acționat de linia de transmisie a undei. Axul rotorului *21* susține un element conic dublu *22* adaptat să poată fi cuplat cu fiecare din elementele de ambreiaj *23*, *24*. Elementele *23*, *24* sînt oscilate în planurile lor, prin bielele *25*, *26*, legate de pistonul *27*, care este acționat prin presiunea din linia de transmisie a undei. Pistonul *27* este ținut în echilibru într-o poziție medie, sub acțiunea arcurilor *28*, *29*, și a presiunii medii din linie.

Axul *21* poate aluneca pe o distanță scurtă în direcție longitudinală, mișcarea sa fiind controlată printr-un piston cu dublă acționare *31*, capătul inferior al acestuia fiind direct conectat la linia de transmisie a undei prin conducta *32*, în timp ce fața sa superioară este supusă presiunii care există în capacitatea *33*.

Lichidul trece în această capacitate prin intermediul scăpărilor pe lîngă pistonul *31*, presiunea din capacitate fiind practic constantă și egală cu presiunea medie din linia de transmisie a undei.

Se observă că în timp ce fața inferioară a pistonului este supusă variațiilor totale de presiune din linia de transmisie, se imprimă o mișcare oscilatorie axului *21*. Astfel, cînd în linia de transmisie crește presiunea, axul este împins în sus, iar piesa conică dublă *22* se va cupla cu elementul *23*, care este acționat de pistonul *27* și va pune în acțiune axul. Cînd presiunea din linia de transmisie este sub valoarea medie, presiunea de deasupra pistonului *31* fiind mai mare ca cea din linie, va acționa axul *21* în jos, decuplînd

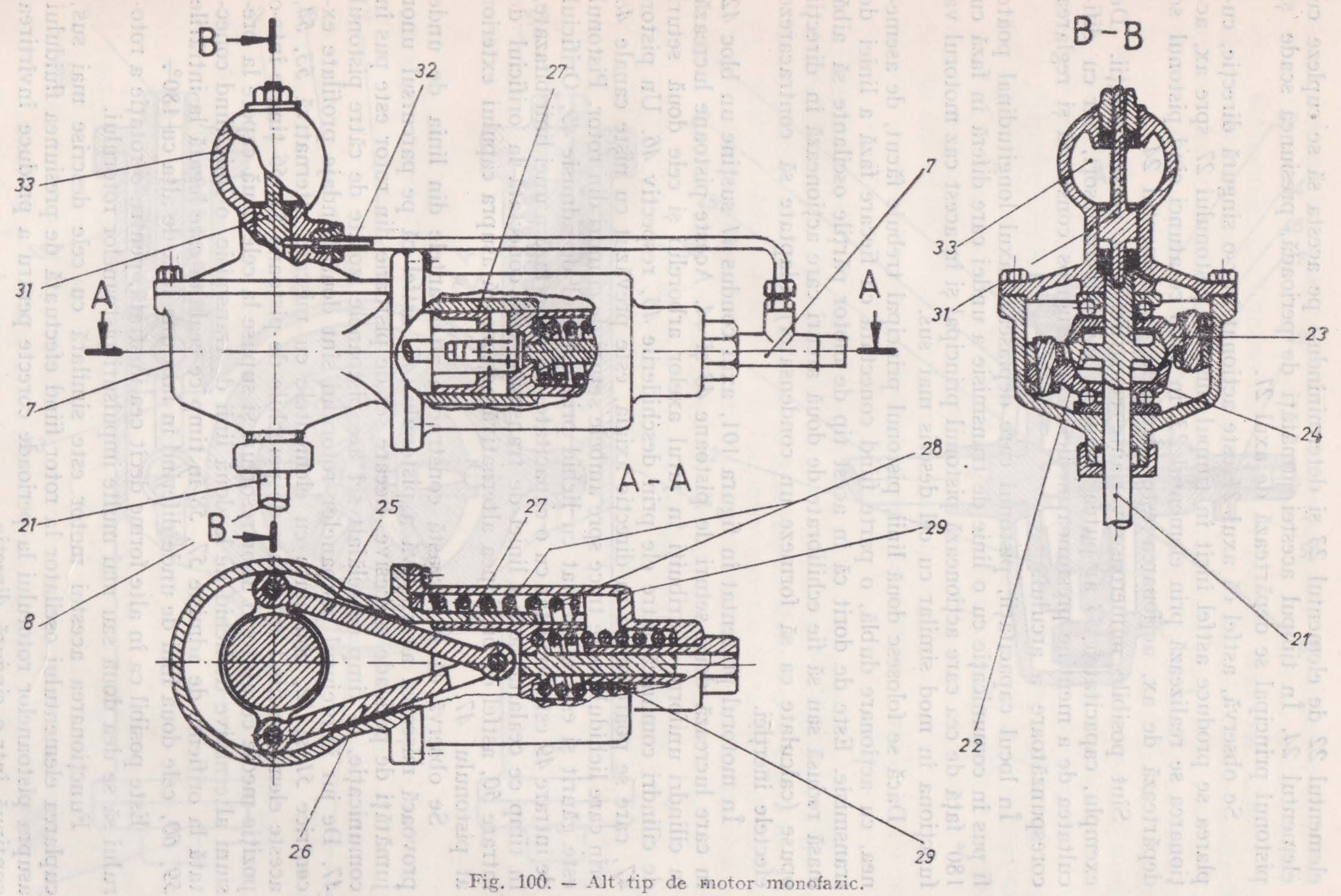



Fig. 100. — Alt tip de motor monofazic.

elementul *22* de elementul *23* și determinîndu-l pe acesta să se cupleze cu elementul *24*. În timpul acestei jumătăți de perioadă, presiunea scade și pistonul principal se depărtează de axul *21*.

Se observă, astfel că axul *21* este acționat într-o singură direcție, cuplarea se produce astfel încît în timpul mișcării pistonului *27* spre ax, acționarea se realizează prin elementul *23*, în timp ce atunci cînd pistonul se depărtează de ax, acționarea este efectuată de elementul *24*.

Sînt posibile numeroase variante constructive a acestei soluții. De exemplu, capacitatea *33* ar putea fi înlocuită printr-un resort, dar cu dificultatea de a menține presiunea medie în linie riguros constantă și reglarea corespunzătoare a arcului.

În locul capacității, pistonul care deplasează axul longitudinal poate fi pus în comunicație cu o linie de transmisie a undei care diferă în fază cu 180° față de cea care acționează pistonul principal și în acest caz motorul va funcționa în mod similar cu cel descris mai sus.

Dacă se folosesc două linii, pistonul principal trebuie făcut, de asemenea, cu acționare dublă, o parte fiind conectată cu fiecare fază a liniei de transmisie. Este de dorit că în acest tip de motor părțile oscilante să aibă masă redusă sau să fie echilibrate de două arcuri care acționează în direcții opuse (calculate ca să formeze un condensator) adaptate să contracareze efectele inerției.

În motorul prezentat în figura 101, axul condus *41* susține un bloc *42* în care lucrează două seturi de pistoane *43* și *44*. Aceste pistoane lucrează în cilindri uniform distribuiți în jurul axelor arborelui și cele două seturi de cilindri comunică între ele prin deschiderile *45*, respectiv *46*. Un piston *47*, care se poate mișca în direcție axială, este prevăzut cu niște canale *48* prin care lichidul poate trece spre ambele seturi de cilindri din rotor. Pistonul este găurit și este alimentat cu lichid prin orificiul de admisie *49*. Orificiul de intrare *49* este conectat cu o capacitate, sau cu o fază a unei linii bifazate, în timp ce cealaltă fază a liniei de transmisie este conectată la orificiul de intrare *50*, astfel că presiunea alternativă acționează asupra capului exterior al pistonului *47*.

Se observă că în această construcție alternanțele din linia de unde provoacă mișcarea alternativă a pistonului *47*, astfel că pe parcursul unor jumătăți de perioade succesive, fiecare set de pistoane din rotor este pus în comunicație, în timp ce celălalt set are pistoanele izolate de către pistonul *47*. De jur împrejurul pistoanelor rotorului sînt două bandaje profilate excentrice *51* și *52*, conectate cu elementele cu mișcare alternativă *53*, *54*, aceste elemente fiind antrenate de perechile de pistoane *55*, *56* ținute într-o poziție medie cu ajutorul unor resorturi și supuse la cele două capete la presiuni alternative de lichid de la două linii de transmisie, o linie fiind conectată la orificiile de admisie *57*, *58* în timp ce cealaltă este legată la intrările *59*, *60*, cele două linii de unde diferind în faza una față de alta cu 180°.

Este posibil ca în alte forme decît cea ilustrată, pentru o rotație a rotorului să se dea două sau mai multe impulsuri pistoanelor rotorului.

Funcționarea acestui motor este similară cu cele descrise mai sus, cuplarea elementului oscilator la rotor fiind efectuată de presiunea fluidului asupra pistoanelor rotorului la perioade corecte pentru a produce învîrtirea continuă într-o singură direcție.

Acest motor poate fi construit cu pistoane care să se miște paralel cu axul rotorului.

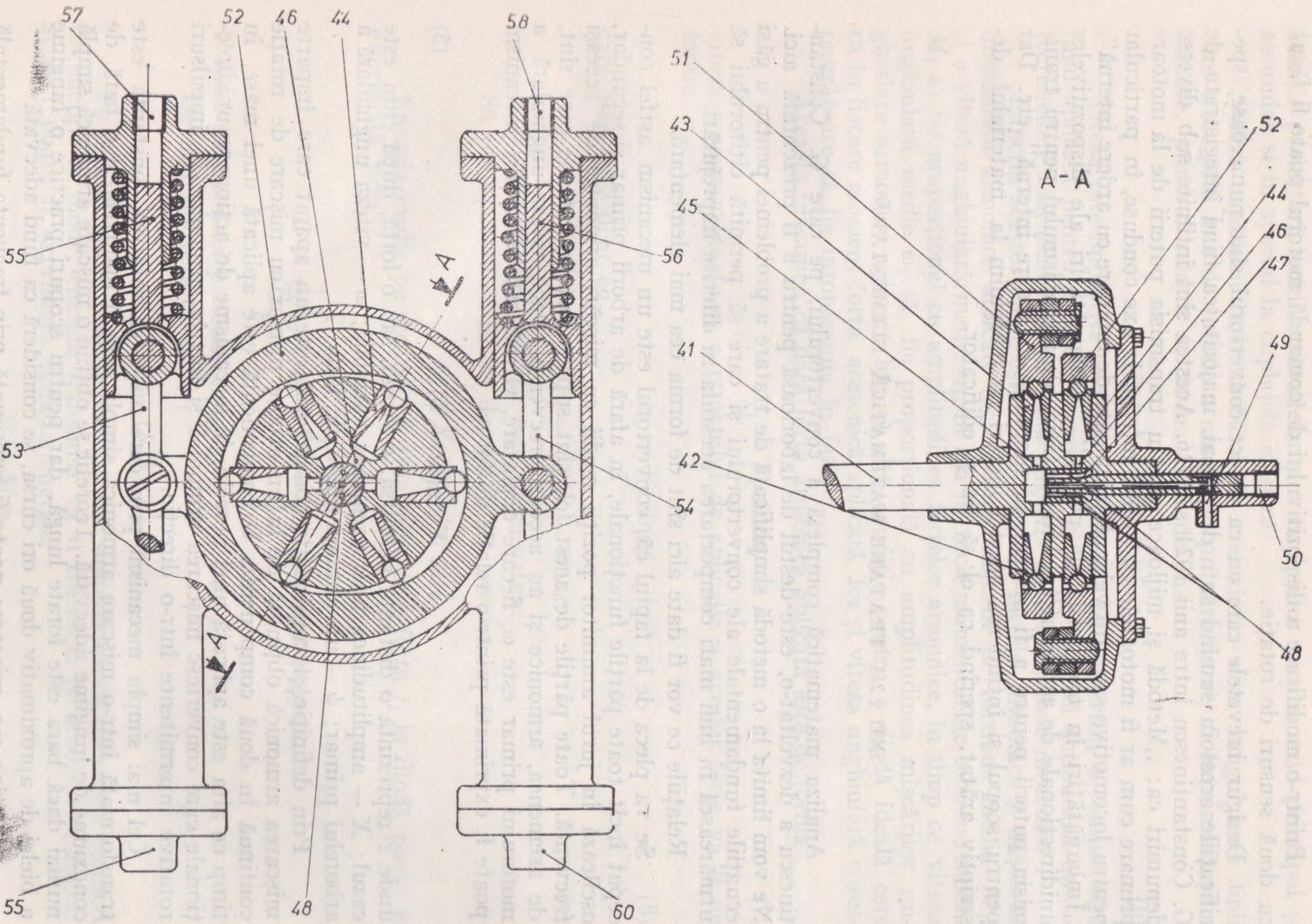



Fig. 101. — Motor funcționînd pe o linie cu două faze cu cuplaje acționate prin impulsuri din linia de transmisie.

Printr-o modificare a dispozitivului de comandă motorul poate fi făcut cu două sensuri de rotație.

Desigur brevetele care au ca obiect convertorul sînt numeroase, specificațiile acestora sumînd sute de pagini, majoritatea fiind înregistrate de G. Constantinescu între anii 1921 și 1926. Acestea sînt întîlnite sub diverse denumiri ca: ,,Metodă și mijloace pentru transmisia puterii de la motoare primare cum ar fi motoarele cu ardere internă la axe conduse, în particular pentru locomotive sau alte vehicule acționate de motoare cu ardere internă", ,,Îmbunătățiri în transmisia de putere", ,,Îmbunătățiri ale dispozitivelor unidirecționale de acționare", ,,Îmbunătățiri ale mecanismului pentru transmisia puterii pentru a fi utilizat cu motoare cu ardere internă" etc. Dar pentru scopul și întinderea acestei lucrări ne mărginim la materialul descriptiv arătat, sperînd ca el să fie și edificator.

### XII 1.2.3. TRATARE MATEMATICĂ ELEMENTARĂ

Analiza matematică completă a convertorului, pe care G. Constantinescu a dezvoltat-o, este destul de laborioasă pentru a fi prezentată aici. Ne vom limita la o metodă simplificată de tratare a problemei pentru a găsi ecuațiile fundamentale ale convertorului și care să permită cititorului să urmărească în linii mari comportarea acestuia în diferite împrejurări.

Relațiile ce vor fi date aici sînt de forma cea mai elementară.

Se va pleca de la faptul că, convertorul este un mecanism astfel conceput încît toate părțile funcționale, în afară de arborii primar și secundar, oscilează în jurul anumitor poziții medii cu mișcări armonice de aceeași frecvență. Toate părțile de acest fel, sînt supuse forțelor interne care sînt, de asemenea, armonice și au aceeași frecvență. Dacă viteza unghiulară a motorului primar este $\omega$, fiecare deplasare, viteză, sau forța din mecanism poate fi exprimată printr-o relație de forma

$$x = X \sin(\omega t + \psi), \tag{5}$$

unde $x$ reprezintă o distanță parcursă, o viteză, sau o forță, după cum este cazul; $X$ — amplitudinea unei asemenea variabile; $\omega$ — viteza unghiulară a arborelui primar; $\psi$ — un anumit unghi de fază.

Prin definiție și construcție convertorul este un aparat care imparte mișcarea armonică obținută de la un arbore primar cu mișcare de rotație continuă în două componente. O componentă este aplicată unei mase, în timp ce alta este aplicată unei perechi de mecanisme de acționare unidirecționale care convertesc mișcarea armonică și forțele armonice în impulsuri rotative intermitente într-o direcție.

Cel mai simplu mecanism prin care mișcarea rotativă constantă este transformată într-o mișcare armonică simplă este o manivelă și o bară de conexiune de lungime adecvată. Teoretic se obține o mișcare armonică simplă numai dacă bara este forate lungă, dar pentru scopuri practice o lungime a bielei de aproximativ două ori cursa, se consideră ca fiind adecvată

În orice caz, mișcarea poate fi exprimată prin frecvența fundamentală și o armonică secundară egală cu de două ori frecvența. În analiza care urmează pentru simplificare, al doilea termen armonic nu s-a luat în considerație, influența sa nefiind importantă, în cazul în care se acordă suficientă

atenție proiectării unidirecționalelor și a cuplajelor pentru axul principal și secundar și în special la cuplajele elastice.

Viteza capătului liber al barei de conexiune, de-a lungul unei linii care trece prin axa de rotație a manivelei primare, poate fi exprimată prin urmare, printr-o relație de forma celei de sus

$$v = V \sin(\omega t + \psi). \quad (6)$$

Viteza este împărțită în două componente în convertor, o componentă fiind aplicată pentru a oscila o masă, în timp ce cealaltă acționează unidirecționalele, sau cum le-a mai spus sugestiv autorul „diode mecanice".

Funcția acestor diode este de a converti forțele armonice și mișcările unghiulare armonice aplicate lor, într-un moment de torsiune mediu $M_1$, și o viteză unghiulară medie $\omega_1$, în așa fel încît momentul de torsiune mediu $M_1$ să fie proporțional cu amplitudinea forțelor armonice, în timp ce viteza unghiulară medie $\omega_1$ să fie proporțională cu amplitudinea mișcărilor unghiulare armonice aplicată lor. O altă condiție pentru o diodă ideală este ca în fiecare moment forța armonică aplicată lor și viteza unghiulară corespunzătoare să fie întotdeauna în fază.

Aceasta înseamnă că dacă forța armonică aplicată este de forma

$$f_1 = F_1 \sin\omega t, \quad (7)$$

viteza corespunzătoare $v_1$ a punctului de aplicație a acestei forțe va fi de forma

$$v_1 = V_1 \sin\omega t, \quad (8)$$

care este echivalent cu

$$f_1/F_1 = v_1/V_1 = \sin\omega t. \quad (9)$$

Explicația acestei condiții este următoarea:

Să presupunem că în loc de relația (8) avem

$$v_1 = V_1 \sin(\omega t + \psi).$$

Energia medie pe secundă $E$ transmisă prin forța $f_1$ la diodă poate fi exprimată prin

$$E = \frac{1}{T}\int_0^T f_1 v_1 \, dt = \frac{F_1 V_1}{T}\int_0^T \sin\omega t \sin(\omega t + \psi)\, dt,$$

$T$ fiind timpul unei perioade complete, $T = 2\pi/\omega$.

De mai sus rezultă

$$E = (F_1 V_1/2) \cos\psi.$$

Pe de altă parte, presupunînd pentru simplificare că nu există pierderi de energie la diode, energia transmisă va fi colectată pe arborele secundar și deci poate fi exprimată ecuația energiei

$$E = M_1 \omega_1.$$

Deci

$$M_1 \omega_1 = (F_1 V_1/2) \cos\psi. \quad (10)$$

Prin definiție și construcție caracteristica unidirecționalelor este aceea că $\omega_1$ este direct proporțională cu $V_1$ și $M_1$ este proporțional cu $F_1$, astfel încît se poate scrie în conformitate cu formalismul matematic simplificator introdus de autor *) astfel

$$\omega_1 = .V_1. \tag{11}$$

Atunci ecuația (10) devine

$$M_1 = .F_1 \cos\psi.$$

Deci cu cît unghiul $\psi$ se apropie de zero cu atît mai mult crește cuplul $M_1$, pentru aceeași amplitudine $F_1$, a forței aplicată dispozitivului unidirecțional.

Se va presupune, așadar, că unidirecționalele sînt în așa fel făcute că această condiție este satisfăcută și că unghiul $\psi$ este practic zero. În acest caz rezultă

$$M_1 = .F_1. \tag{12}$$

Altă condiție practică pentru diode este ca conversia forțelor armonice și a mișcărilor într-un cuplu unidirecțional și într-o viteză unghiulară unidirecțională să se producă fără a introduce deformații apreciabile ale mișcărilor armonice simple necesare să mențină stabilitatea în sistem. De asemenea, o astfel de conversie trebuie să fie în așa fel aranjată ca un echilibru dinamic al sistemului să fie posibil și să nu conducă la blocare dinamică.

În limbajul matematic convertorul este în esență un sistem cu două grade de libertate considerat din punct de vedere static. Cu alte cuvinte ecuațiile mecanicii statice nu pot fi aplicate direct, așa cum se întîmplă cu majoritatea mecanismelor utilizate în tehnica motoarelor.

La convertor, avem de-a face cu diferite piese a căror poziții, în fiecare moment, trebuie considerate funcție de timp și de relația geometrică dintre dimensiunile și pozițiile celorlalte piese în sistem.

Proiectarea mașinii trebuie făcută în așa fel încît mișcarea obținută să fie de tipul în care, după un anumit număr de mișcări în timpul a ceea ce poate fi numit ,,regim variabil'', este atinsă o stare de *regim permanent*, indiferent care au fost condițiile inițiale. De asemenea, această stare trebuie să se mențină indefinit, indiferent ce schimbări se pot produce în privința cuplurilor și turațiilor primarului sau secundarului. În plus, condiția de regim permanent nu trebuie modificată de unele variații rapide posibile ale valorilor turațiilor și cuplurilor primarului și secundarului.

Cel mai simplu caz de regim permanent este atins atunci cînd diferitele părți au atins toate o mișcare armonică, iar acele elemente care au două grade de libertate de mișcare au luat anumite poziții medii, care pot fi numite poziții de ,,stabilitate dinamică''.

---

*) Pentru a simplifica diferitele formule din această tratare, G. Constantinescu a utilizat un formalism matematic care permite o scriere mai concentrată și sugestivă a relațiilor de calcul.

Metoda consta în reținerea numai a variabilelor din formule, toate constantele fiind ignorate, iar prezența acestora indicată de același simbol. Simbolul folosit este un simplu pun t așezat înaintea variabilei. De exemplu, în loc să se scrie $Ax + By + Cz + D = 0$, se va scrie $.x + .y + .z + .1 = 0$.

Metoda are avantajul că scurtează mult calculele și facilitează construirea curbelor caracteristice între variabile; formula este astfel considerabil simplificată.

Să presupunem că avem de-a face cu un convertor în care este posibil un regim permanent. Această condiție este importantă și de aceea se insistă asupra ei.

Un regim permanent, sau condiția de stabilitate dinamică, implică ca reacțiunile interne ale diferitelor părți din interiorul convertorului să aibă în orice moment o asemenea mărime și direcție, încît direcția și amplitudinea lor medie să formeze figuri de echilibru stabil cînd sînt în mișcare. Se poate ca echilibrul să fie de tip indirect, în care o forță exterioară cum ar fi gravitația, un arc, sau alt mijloc, să aducă întreg sistemul in timpul mișcării la o anumită poziție medie.

În figura 90, condiția de stabilitate a convertorilor prezentați este îndeplinită.

Se va observa că în toate aranjamentele schematizate descrise anterior, neglijînd inerția masei oscilante, mișcarea părților de acționare este nedeterminată. De aceea, este necesar să considerăm stabilitatea sistemului cînd acesta este în mișcare, deoarece în cazul pozițiilor incorecte ale axelor fixe și ale pivoților mobili, amplitudinea oscilațiilor volantului sau masei pivotante poate tinde să crească indefinit. Întregul sistem, va deveni, deci, instabil, iar aceasta va avea drept rezultat blocarea și ruperea sistemului de legături.

Pentru a ilustra aceasta, forțele care acționează în diferitele părți ale aparatului într-un exemplu al invenției, sînt prezentate în schema din figura, 90 *f*. Considerînd echilibrul volantului oscilant *15*, se poate arăta că rezultanta medie a forțelor de compresie care sînt transmise prin biela *8* va fi întotdeauna între liniile punctate indicate de săgețile $a_1$ și $a_4$, în timp ce rezultanta medie a forțelor de întindere care sînt transmise prin biela *9*, va fi între liniile punctate indicate cu săgețile $a_2$ și $a_3$. Trebuie să precizăm că eforturile inverse din bielele *8*, *9* se datoresc inerției părților cu mișcare alternativă din dispozitivul de acționare unidirecțional și sînt foarte mici în comparație cu forțele de acționare la care ne-am referit. În consecință, în dispunerea prezentată în această figură, forțele rezultante care acționează asupra volantului oscilant *15* vor fi îndreptate alternativ spre dreapta și spre stînga, fiind în același timp în direcție contrară axei în jurul căreia oscilează volantul, astfel încît stabilitatea sistemului în mișcare este menținută

Să considerăm, de exemplu, convertorul prezentat în figura 90 *c*. Fie $f$ forța axială din biela primarului. Prin mijlocul levierului flotant, această forță este împărțită în două componente și aplicată $f_2$ — masei și $f_1$ — dispozitivelor unidirecționale.

Pentru a simplifica calculele, se consideră că masa levierului flotant este foarte redusă, astfel încît forțele $f$, $f_1$, $f_2$, aplicate acestuia vor fi mari în comparație cu forțele de accelerație datorită mișcării sale oscilatorii. În acest caz, din condițiile de echilibru între forțele aplicate acestuia, rezultă condițiile că $f_1$ și $f_2$ sînt proporționale cu $f$.

Deci se poate scrie:

$$f = \cdot f_1 = \cdot f_2, \qquad (13)$$

ceea ce înseamnă că toate cele trei forțe sînt în fază. Adică dacă ar fi exprimate explicit în funcție de timp:

$$f = F \sin\omega t, \quad f_1 = F_1 \sin\omega t\,, \quad f_2 = F_2 \sin\omega t.$$

Fie $v$, $v_1$, $v_2$, vitezele punctelor respective de aplicație a forțelor $f$, $f_1$, $f_2$ pe levierul flotant. Forțele și vitezele considerate sînt numai compo-

nentele lor respective, perpendiculare pe direcţia poziţiei medii a levierului flotant. Convertorul este astfel conceput încît, în general, componentele paralele cu direcţia poziţiei medii a levierului flotant sînt mici. Desigur, acestea trebuie luate în consideraţie la o analiză completă. Totuşi neglijarea acestor forţe nu va denatura rezultatele obţinute. Forţele secundare, depind în principal, de stabilitatea sistemului şi de introducerea armonicilor mai înalte.

În analiza elementară care urmează nu s-au luat în consideraţie armonicile mai înalte din sistem. Evident, formulele obţinute sînt aplicabile numai la proiectele convertorilor în care efectele secundare sînt mici.

Totuşi, în practică, armonicile secundare trebuie considerate pentru că condiţiile de stabilitate sînt dependente de acestea.

În notaţiile adoptate, literele fără indice, ca $f$, $v$, $\omega$, $M$ etc. se referă totdeauna la primar, literele cu indicele unu, cum ar fi $f_1$, $v_1$, $\omega_1$, $M_1$ etc., se referă la secundar, iar literele cu indice doi, cum ar fi $f_2$, $v_2$, $\omega_2$, $M_2$ etc. se referă la inerţie.

Descompunerea vitezei primarului $v$, aplicată levierului flotant, în două componente, $v_1$, transmisă mecanismelor unidirecţionale ale secundarului şi $v_2$, transmisă inerţiei sistemului, poate fi exprimată de ecuaţia

$$v = \cdot v_1 + \cdot v_2. \tag{14}$$

Această ecuaţie trebuie tratată cu atenţie, deoarece, dacă se reprezintă valorile $v$, $v_1$, $v_2$, funcţie de timp, trebuie avut în vedere că aceste trei viteze nu sînt în fază.

Aceasta înseamnă că se va scrie:

$$v = V \sin(\omega t + \psi)\,, \quad v_1 = V_1 \sin \omega t, \quad v_2 = V_2 \sin(\omega t + \beta)\,, \tag{15}$$

$\psi$ şi $\beta$ fiind două unghiuri care trebuie determinate, iar $V$, $V_1$, $V_2$ sînt amplitudinile respective ale acestor trei viteze.

Viteza $V_2$ este transmisă unei inerţii în acelaşi timp în care forţa $f_2$ este aplicată acestei inerţii. Se ştie că

$$f_2 = \cdot \frac{dv_2}{dt}. \tag{16}$$

Întrucît constanta de proporţionalitate depinde de acceleraţia gravitaţiei şi de inerţia sistemului care oscilează sub acţiunea forţei $f_2$, iar acestea sînt amîndouă constante, se poate scrie ceea ce deja s-a găsit (13)

$$f_1 = \cdot f_2. \tag{17}$$

Prin definiţie unidirecţionalele sînt în aşa fel încît forţa $f_1$ şi viteza $v_1$ sînt în fază, iar pe baza relaţiilor (8), (9) rezultă

$$v_1 = V_1 \sin \omega t, \quad f_1 = F_1 \sin \omega t,$$

şi considerînd relaţiile (16) şi (17), se obţine

$$dv_2/dt = \cdot F_1 \sin \omega t,$$

din care

$$v_2 = \cdot F_1 \int \sin \omega t \, dt = -(\cdot F_1/\omega t) \cos \omega t. \tag{18}$$

Nu există nici-o constantă de integrare, deoarece valoarea medie a lui $v_2$ este zero într-un convertor cu regim permanent.

Ecuația (14) devine în virtutea relațiilor (15) și (18)

$$V \sin(\omega t + \psi) = .V_1 \sin \omega t - (.F_1/\omega) \cos \omega t. \qquad (19)$$

$V$ fiind amplitudinea vitezei armonice obținută din biela primarului este proporțională cu viteza unghiulară $\omega$ și raza manivelei $r$ a primarului. Dar manivela este invariabilă astfel că se poate scrie

$$V = .\omega.$$

De asemenea s-a găsit din relațiile (11) și (12)

$$V_1 = .\omega_1$$

$$F_1 = .M_1.$$

Dacă înlocuim aceste valori în (19), se obține

$$\omega \sin(\omega t + \psi) = .\omega_1 \sin \omega t - (.M_1/\omega) \cos \omega t. \qquad (20)$$

Se observă că ecuația conține cinci variabile $t$, $\omega$, $\omega_1$, $M_1$, $\psi$. Pentru a se reduce numărul de variabile se va folosi condiția de stabilitate.

Convertorul trebuie să lucreze și să mențină o mișcare armonică, așa cum este exprimată de ecuația (20), indiferent ce valori se aleg pentru diferitele variabile, $t$, $\omega$, $\omega_1$, $M_1$, $\psi$, compatibile cu gradele de libertate ale sistemului. Singura relație care există între unele din aceste variabile este principiul conservării energiei, care se poate scrie dacă notăm cu $M$ cuplul motorului primar și se consideră pentru simplificare, că randamentul mecanismului este unu

$$E = M\omega = M_1\omega_1,$$

în care $E$ este energia care trebuie transmisă sistemului de motorul primar.

În virtutea faptului că convertorul are un număr suficient de grade de libertate, formula (20) trebuie satisfăcută de orice set de valori arbitrar alese pentru a da timpul variabil.

Dacă se dezvoltă relația (20), se obține

$$(\omega \cos \psi - .\omega_1) \sin \omega t + (\omega \sin \psi + (.M_1\omega/\omega_1)) \cos \omega t = 0.$$

Deoarece această ecuație trebuie să fie satisfăcută pentru orice valor ale lui $t$, trebuie să avem independent:

$$\omega \cos \psi - .\omega_1 = 0, \quad \omega \sin \psi + (.M_1/\omega) = 0.$$

Din acestea două, rezultă imediat:

$$\sin \psi = -(.M_1/\omega^2), \qquad \cos \psi = .(\omega_1/\omega)$$

și, în final

$$\operatorname{tg} \psi = .M_1/\omega\omega_1, \qquad (21)$$

$$.(M_1/\omega^2)^2 + .(\omega_1/\omega)^2 = 1. \qquad (22)$$

La aceste două ecuații trebuie să se adauge ecuația energiei

$$E = M\omega = M_1\omega_1.$$

Ecuația (22) poate fi scrisă mai simetric astfel

$$.M_1^2 + .(\omega\omega_1)^2 = \omega^4, \tag{23}$$

care împreună cu ecuația energiei reprezintă ecuațiile fundamentale ale convertorului.

Se observă, că există numai două constante în ecuația (23). Acestea pot fi ușor obținute în orice convertor prin identificare. Ele depind de sistemul de inerție și de sistemul de tije de legătură. Totuși pentru a discuta comportarea convertorului nu este nevoie să se determine constantele.

Pe baza ecuațiilor fundamentale deduse aici, se va arăta succint comportarea convertorului în diferite condiții.

Se va analiza mai întîi cazul în care cuplul motorului primar este menținut constant.

În acest caz, ecuația energiei ia forma

$$E = .\omega = .M_1\omega_1.$$

Introducînd această valoare în ecuația fundamentală (23), se obține:

$$M_1 = .\sqrt{1 + (.1/\omega_1^4)}, \tag{24}$$

$$E = .\omega = .\sqrt{\omega_1^2 + (.1/\omega_1^2)}. \tag{25}$$

Aceste relații arată cum variază cuplul secundarului și turația motorului primar cînd variază turația secundarului Această relație este prezentată sub formă grafică în figura 91. Se observă că cuplul secundarului este foarte mare pentru valori mici ale turației secundarului, și, de asemenea, turația și energia motorului primar sînt mari. Pentru valori foarte mari ale turației secundarului, cuplul secundarului este practic constant și tinde pentru $\omega_1 = \infty$, către o limită, numită cuplul normal al secundarului și notată cu $M_n$.

Pentru valori mari ale $\omega_1$, turația primarului și energia cresc continuu și în asemenea cazuri se poate scrie foarte aproximativ

$$M_1 = M_n, \; E = .\omega \sim .\omega_1.$$

Aceasta înseamnă că, pentru turații ale secundarului peste o anumită valoare, cuplul secundarului rămîne constant cînd cuplul primarului este constant. Pentru asemenea condiții, convertorul este practic echivalent cu o transmisie rigidă obișnuită, care transmite cuplul primarului, într-un raport fix către secundar. Cu alte cuvinte, pentru valori ridicate ale turației secundarului, se obține ceea ce autorul a numit-o condiție de viteză superioară identică ca efecte cu tracțiunea la turație înaltă a unui automobil echipat cu cutie de viteze obișnuită.

Raportul de transmisie obținut în asemenea condiții este cel mai mare posibil, și se va nota cu $i_t$

$$M = i_t M_n. \tag{26}$$

Acest raport se poate calcula ușor din elementele convertorului. Este suficient să se mențină staționar sistemul în poziția medie și să se numere numărul de rotații ale secundarului și primarului în aceeași perioadă de timp. Raportul acestor numere este practic egal cu $i_t$.

Curbele din figura 91 arată că turația primarului trece printr-un minim, pentru o anumită valoare a turației secundarului. Dacă se ia ca unitate de măsură pentru turația primarului, această valoare particulară minimă și,

de asemenea, ca unitate de măsură, turația particulară a secundarului cînd primarul trece prin acest minim și se reprezintă prin $a$ și $a_1$ numerele care măsoară $\omega$ și $\omega_1$, în astfel de unități, formulele (24) și (25) vor lua forma numerică simplă:

$$M_1 = M_n \sqrt{1 + 1/a_1^4}, \quad a\sqrt{2} = \sqrt{a_1^2 + 1/a_1^2}. \qquad (27)$$

Trebuie să se aibă în vedere faptul că în aceste ultime relații nu există constante nedeterminate. Formulele (27) și diagrama din figura 91, care a fost făcută în concordanță cu aceste relații, permite să se tragă concluzii interesante, în special în legătură cu aplicarea convertorului în scopuri de tracțiune.

În continuare ne vom referi pe scurt la funcționarea convertorului în cazul unui motor primar din grupa a doua, deci cu turație constantă și cuplu variabil.

În acest caz, considerînd turația motorului primar constantă, ecuația energiei devine

$$E = .M = M_1\omega_1,$$

iar ecuația fundamentală (23) ia forma

$$M_1^2 + .\omega_1^2 = 1.$$

Din acestea se obține

$$M_1 = .\sqrt{1 - .\omega_1^2}, \quad M = .\omega_1 \sqrt{1 - .\omega_1^2}. \qquad (28, 29)$$

Aceste relații arată că atît momentul de torsiune de la arborele primar cît și cel de la arborele secundar dispar cînd $\omega_1$ atinge o valoare maximă exprimată prin $.\omega_1^2 = 1$.

Se observă, de asemenea, că cuplul secundarului are valoarea maximă la start, adică, cînd $\omega_1 = 0$. Dacă exprimăm cuplul la start prin $M_s$, și luăm ca unitate de măsură pentru turație turația arborelui secundar, această turație maximă care corespunde unor condiții de sarcină zero, și reprezentăm prin $a_1$ numărul care măsoară $\omega_1$ cu o astfel de unitate, formula (28) ia următoarea formă

$$M_1 = M_s \sqrt{1 - a_1^2}. \qquad (30)$$

Formula (29) arată că cuplul motorului primar $M$ este nul la start și crește cînd turația secundarului crește pînă la o valoare maximă care este atinsă cînd expresia

$$y = a_1^2(1 - a_1^2)$$

trece printr-un maxim. Aceasta se întîmplă cînd:

$$a_1^2 = 1 - a_1^2, \quad a_1 = \sqrt{2}/2 \sim 0{,}71.$$

După ce este atins acest punct, momentul de torsiune al motorului primar descrește din nou și se anulează pentru $a_1 = 1$.

Raportul de transmisie între turația secundarului și cea a primarului este maxim în acest punct. Dacă se notează acest raport de transmisie maxim cu $i_t$, se poate scrie

$$i_t = (a_1/a) = (M/M_1)_{a_1=1}. \qquad (31)$$

Fie $M_0$ valoarea maximă a cuplului primar; atunci ecuația (29) devine

$$M = 2M_0 a_1 \sqrt{1 - a_1^2} \qquad (32)$$

şi ţinînd seamă de (30) şi (32), din (31) se obţine

$$M_0 = (1/2) i_t M_s. \tag{33}$$

Această relaţie arată legătura dintre momentul de torsiune la start, raportul de transmisie maxim şi cuplul maxim de la motorul primar atunci cînd turaţia motorului primar se menţine constantă.

Raportul de transmisie maxim $i_t$ depinde numai de construcţia convertorului; prin urmare, relaţia (33) arată că cuplurile maxime de la arborele primar şi cel secundar sînt proporţionale. De remarcat că aceste maxime nu apar totuşi simultan.

În figura 92 se exprimă într-o formă grafică relaţiile (30) şi (32). Pentru comoditate s-au ales scările valorice pentru cuplul $M_1$ şi $M$ astfel încît cuplul de start $M_s$ reprezintă unitatea pentru măsurarea cuplului secundar şi $M_0$ reprezintă unitatea pentru măsurarea momentului de torsiune primar. Pentru a obţine deci, cuplul arborelui secundar $M_1$ pentru orice valoare dată turaţiei secundarului, prezentată în abscisă, numerele corespunzătoare pe ordonata curbei $M_1$ se vor multiplica cu valoarea cuplului de start $M_s$. Acelaşi lucru se aplică pentru curba $M$; numărul corespunzător pe această curbă trebuie să fie multiplicat cu valoarea cuplului maxim $M_0$ de pe arborele primar la turaţia particulară constantă $\omega$ aleasă.

Din caracteristicile prezentate în figurile 91 şi 92 se poate vedea că convertorul dă un cuplu variabil pe arborele secundar atunci cînd turaţia secundarului variază fie prin menţinerea cuplului motorului primar constant, fie menţinînd turaţia motorului constantă.

În primul caz puterea este cea mai mare pentru turaţii reduse şi, de asemenea, pentru turaţii mari ale secundarului; în timp ce pentru turaţii intermediare, puterea este minimă. Astfel de condiţii sînt întîlnite în general cînd se ia în consideraţie problema motoarelor pentru autovehicule.

În al doilea caz, putere atinge valoarea sa maximă numai spre turaţii mari ale arborelui secundar. Astfel de condiţii sînt întîlnite, de exemplu, cînd motoare de curent electric alternativ de tip sincron sau cu rotor în scurtcircuit acţionează un utilaj printr-un convertor. Se va avea în vedere, deci, că este important să se aleagă motorul primar cel mai potrivit pentru condiţiile medii de lucru cerute de convertor.

Desigur, problemele care se pun la proiectarea unui convertor sînt determinarea dimensiunii motorului şi a constantelor convertorului astfel încît consumul de combustibil şi uzura transmisiei să fie minime.

În orice împrejurări, pentru o funcţionare economică, cînd este folosit un motor cu cuplu constant, modelul convertorului şi tipodimensiunea motorului trebuie să fie de aşa natură încît punctul marcat cu 1,0 pe abscisa reprezentînd turaţia secundarului, în figura 91, să corespundă cu cea mai probabilă viteză medie a autovehiculului.

## XII.13. REZULTATE ALE APLICĂRII SONICITĂŢII LA ARDEREA COMBUSTIBILILOR

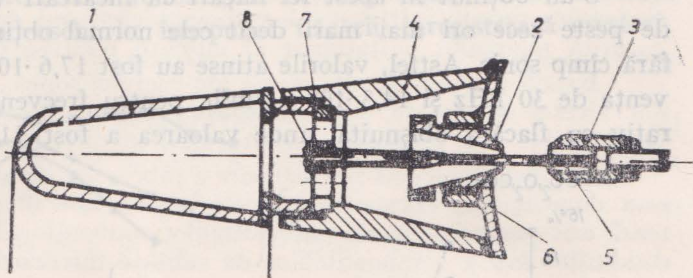
Lucrările lui George Constantinescu au sugerat o serie de cercetări, printre care se numără şi aceea a aplicării sonicităţii la arderea combustibililor. O astfel de cercetare a fost dezvoltată şi în ţara noastră.

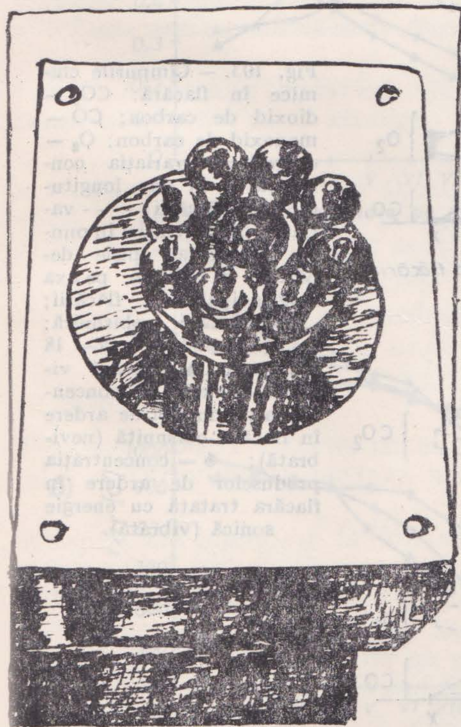
S-au folosit metode sonice pentru intensificarea arderii combustibilului. Cercetarea procesului de ardere care s-a dezvoltat este în concordanță cu tendința actuală de a arde combustibili de calitate inferioară și de a valorifica prin ardere reziduri mai puțin combustibile.

Tratarea amestecului de aer și combustibil pulverizat cu energii sonice care pătrund și difuzează în masa acestuia, îmbunătățește mult arderea. Această aplicație a sonicității a fost preconizată de G. Constantinescu în cadrul aplicațiilor speciale prevăzute în lucrările sale anterioare.

S-au proiectat generatoare sonice de înaltă frecvență, 30 kHz, care să transmită semnale puternice în amestecul de aer și combustibil lichid pulverizat.

Generatorul sonic este alcătuit din elemente emițătoare formate din tuburi de rezonanță închise la un capăt, montate pe un colector alimentat cu aer la presiunea de 3 daN/cm².



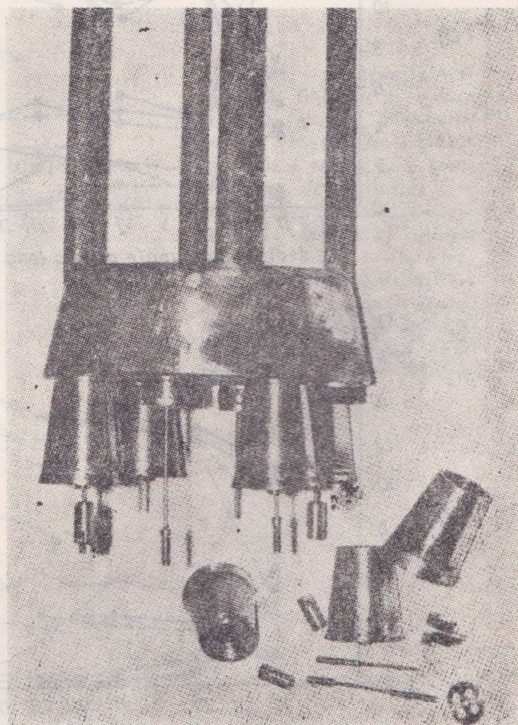



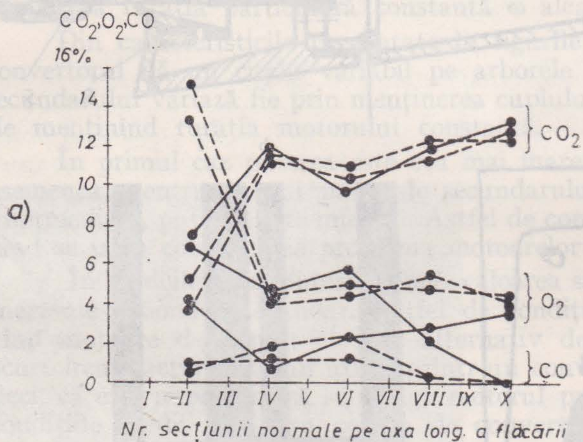

Fig. 102. — Generator sonic: *1* — colector distribuitor de aer; *2* — ajutaj; *3* — camera de rezonanță; *4* — corp element; *5* — tijă cu piston; *6* — reflector; *7* — pastilă; *8* — piuliță de reglaj; *a* — elemente componente — vedere; *b* — secțiune prin emițătorul sonic; *c* — vedere a arzătorului echipat cu generatorul sonic.

Elementul emițător permite reglajul frecvenței, respectiv adîncimea camerei de rezonanță și a distanței acesteia față de ajutajul de aer. Construcția acestuia dirijează energia sonică în volumul flăcării. Aceste generatoare au fost montate pe un arzător monobloc de uz general, în locul stabilizatorului de flacără, păstrînd distribuția de viteză a aerului.

S-a studiat comparativ arderea unui sort de combustibil lichid de slabă calitate în prezența și în lipsa cîmpului sonic și arderea a fost apreciabil intensificată cu arzătorul avînd generatoare sonice.

Experimentările s-au desfășurat pe un focar experimental cu pereți răciți, instrument corespunzător pentru a efectua msăurători asupra formelor și dimensiunilor geometrice ale flăcărilor, asupra cîmpurilor termice — temperaturi și factori energetici de emisie — și asupra cîmpurilor de concentrație chimică ale produselor de ardere, în flăcări și în afara acestora.

S-au obținut în acest fel flăcări cu încărcări termice foarte ridicate, de peste zece ori mai mari decît cele normal obținute cu același arzător fără cîmp sonic. Astfel, valorile atinse au fost $17{,}6 \cdot 10^6$ kJ/m³h, pentru frecvența de 30 kHz și $14{,}3 \cdot 10^6$ kJ/m³h, pentru frecvența de 18 kHz, comparativ cu flacăra obișnuită, unde valoarea a fost $11{,}4 \cdot 10^5$ kJ/m³h.



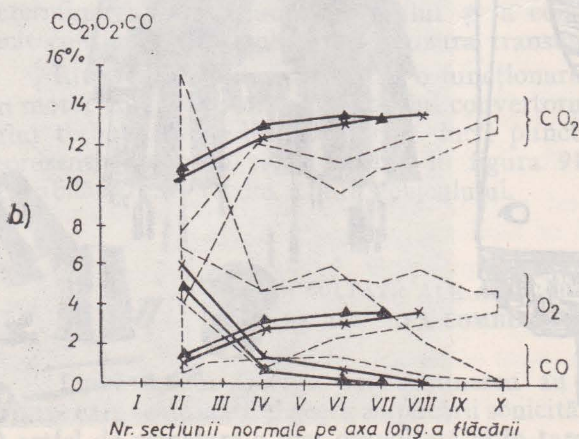




Fig. 103. — Cîmpurile chimice în flacără: $CO_2$ — dioxid de carbon; CO — monoxid de carbon; $O_2$ — oxigen; —— variația concentrației în axa longitudinală a flăcării; - - - - variația concentrației în puncte diametral opuse depărtate la 250 mm, pe axa longitudinală a flăcării; —•—•— flacără obișnuită; —x—x— flacără vibrată — 18 kHz; —▲—▲— flacără vibrată — 30 kHz. *a* — concentrația produselor de ardere în flacăra obișnuită (nevibrată); *b* — concentrația produselor de ardere în flacăra tratată cu energie sonică (vibrată).

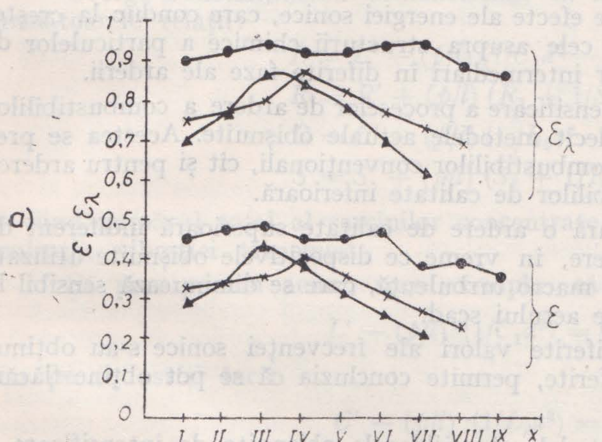
Flăcările produse în cîmp sonic spre deosebire de celelalte sînt scurte și compacte, prezentînd diametre de 3 ÷ 3,5 ori mai reduse și lungimi cu circa 35% mai scurte.

Intensificarea proceselor de ardere și concentrarea flăcării într-un volum mic în apropiere de gura arzătorului este caracteristică flăcărilor vibrate.

Analizînd comparativ compoziția produșilor de ardere pe lungimea flăcărilor, se constată că în prezența cîmpului sonic găsim compoziții sensibil egale în aceeași secțiune a flăcării, ceea ce denotă buna omogenizare și oxigenare a flăcării.

Valorile care caracterizează cîmpul termic indică faptul că flacăra obișnuită este lungă și prezintă particule solide ca urmare a carburării (valori ridicate ale factorilor energetici de emisie pe întreaga sa lungime).

Arderea a fost apreciabil îmbunătățită în cîmp sonic, astfel: valorile temperaturilor reale îndeosebi la începutul flăcării înregistrează creșteri



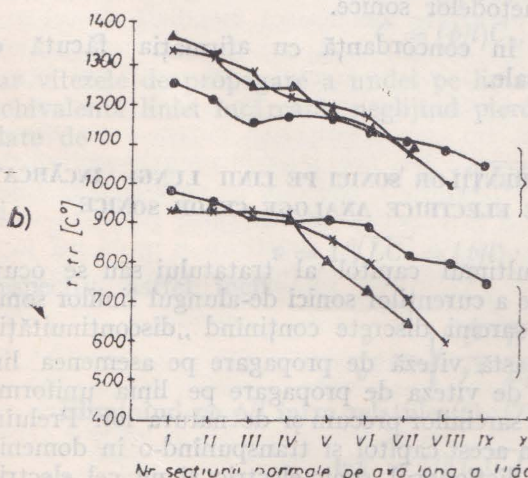




Fig. 104. — Cîmpurile termice ale flăcării: $\varepsilon_\lambda$ — factor de emisie monocromatic (roșu); $\varepsilon$ — factor de emisie total; $t_r$ — temperatura de radiație; $t$ — temperatura reală; —•—•— flacără obișnuită; —×—×— flacără vibrată — 18 kHz; —▲—▲— flacără vibrată — 30 kHz. *a* — variația factorilor de emisie în lungul flăcărilor; *b* — variația temperaturii în lungul flăcărilor.

sensibile, temperaturile de radiație se reduc, coeficienții energetici de emisie prezintă valori coborîte pe toată lungimea sa cu maxime spre începutul acesteia.

Modificînd frecvența energiei sonice, s-a obținut o mai bună intensificare la frecvențe mai înalte.

Intensificarea proceselor de ardere se datorează în principal efectelor gazodinamice provocate de propagarea energiei sonice în amestec, cu implicații asupra schimbului turbulent de masă și căldură, care facilitează procesele de formare a amestecului combustibil. Omogenizarea amestecului și oxigenarea miezului flăcării activează arderea în tot volumul acesteia.

Se pare că turbulența produsă de cîmpul sonic și cea creată de mijloace clasice obișnuite se diferențiază mai ales prin scară.

În același timp se poate realiza și o îmbunătățire a calității pulverizării datorită dezintegrării picăturilor de lichid, atît ca urmare a amplificării oscilațiilor proprii inițiale, sub influența cîmpului de oscilații sonice, cît și datorită regimului nestaționar al mișcării relative picătură-gaz.

Există probabil și alte efecte ale energiei sonice, care conduc la creșterea vitezei de ardere, ca cele asupra structurii chimice a particulelor de combustibil și a produșilor intermediari în diferite faze ale arderii.

Metodele sonice de intensificare a proceselor de ardere a combustibililor s-au dovedit mai eficace decît metodele actuale obișnuite. Acestea se pretează atît pentru arderea combustibililor convenționali, cît și pentru arderea reziduurilor sau a combustibililor de calitate inferioară.

Metodele sonice asigură o ardere de calitate superioară indiferent de sarcina instalației de ardere, în vreme ce dispozitivele obișnuite utilizate în prezent produc numai o macro turbulență, care se diminuează sensibil la sarcini reduse cînd vitezele aerului scad.

Faptul că pentru diferite valori ale frecvenței sonice s-au obținut flăcări cu caracteristici diferite, permite concluzia că se pot obține flăcări cu proprietăți prestabilite.

În aplicații unde metodele și mijloacele obișnuite de intensificare a proceselor de ardere nu sînt suficiente, cînd se cere ca arderea să se desfășoare în camere de ardere mici, iar flăcările să aibă încărcări termice foarte mari, se recomandă folosirea metodelor sonice.

Întreaga cercetare este în concordanță cu afirmația făcută de G. Constantinescu în lucrările sale.

### XII.14. DESPRE PROPAGAREA CURENȚILOR SONICI PE LINII LUNGI ÎNCĂRCATE ȘI APLICAȚIA LA LINIILE ELECTRICE ANALOGE CELOR SONICE

Gogu Constantinescu în ultimul capitol al tratatului său se ocupă de problema vitezei de propagare a curenților sonici de-alungul liniilor sonice lungi și încărcate uniform cu sarcini discrete conținînd „discontinuități".

El stabilește astfel că această viteză de propagare pe asemenea linii poate fi sporită sau redusă față de viteza de propagare pe linia uniformă, în funcție de distanța și numărul sarcinilor precum și de natura lor. Preluînd metoda sa de calcul dezvoltată în acest capitol și transpunînd-o în domeniul electric, folosind de astă dată dicționarul sonic-electric și nu cel electric-

sonic care i-a permis lui George Constantinescu să traducă în limbaj sonic toate rezultatele obținute de electricieni în tehnica curenților alternativi, vom obține aceleași rezultate în domeniul electric ca cele obținute de George Constantinescu în domeniul sonic.

În particular, vom putea determina natura sarcinilor discrete care introduse pe o linie electrică uniformă lungă, să-i sporească acesteia viteza de propagare a curenților și tensiunilor depășind prin aceasta viteza de propagare a luminii și anume 300 000 km/s, dat fiind că viteza de propagare a curenților pe o asemenea linie se apropie de această valoare.

Să traducem acum în limbaj electric metoda folosită de George Constantinescu pentru calculul vitezei de propagare pe linii încărcate, metodă exprimată în limbaj sonic.

Astfel fie $L$, $C$, $R$, $S$ parametrii liniei uniforme echivalente liniei încărcate; $L_1$, $C_1$, $R_1$, $S_1$ parametrii sarcinilor concentrate intercalate în serie de-alungul liniei; $L_2$, $C_2$, $R_2$, $S_2$ parametrii sarcinilor concentrate în derivație pe linie și $L'$, $C'$, $R'$, $S'$ parametrii liniei uniforme neîncărcate,

George Constantinescu demonstrează că între acești parametri avem următoarele relații:

$$L = L' - (p/l)\,(1/C_1a^2 - L_1), \tag{1}$$

$$R = R' + (p/l)\,(R_1 + 1/S_1), \tag{2}$$

$$C = C' - (p/l)\,(1/L_2a^2 - C_2), \tag{3}$$

$$S = S' + (p/l)\,(S_2 + 1/R_2), \tag{4}$$

$p$ fiind numărul total al sarcinilor concentrate, $l$ – lungimea liniei și $a$ – pulsația vibrației transmisă.

Să presupunem acum, spre exemplu, că am ales pe $C_1$ astfel încît

$$L' \;\; (p/l)\cdot(1/C_1a^2) = 0, \tag{6}$$

iar pe $L_2$ astfel încît

$$C' - (p/l)\cdot(1/L_2a^2) = 0. \tag{7}$$

Atunci relațiile (1) și (3) se reduc la:

$$L = (p/l)L_1, \tag{8}$$

$$C = (p/l)C_2, \tag{9}$$

iar vitezele de propagare a undei pe linia neîncărcată și pe linia uniformă echivalentă liniei încărcată, neglijînd pierderile datorate lui $R$ și $S$, vor fi date de

$$v' = 1/\sqrt{L'C'} \tag{10}$$

și

$$v = 1/\sqrt{LC} = (p/l)\cdot(1/\sqrt{L_1L_2}), \tag{11}$$

respectiv, astfel încît

$$\frac{v}{v'} = \sqrt{\frac{l^2}{r^2}\cdot\frac{L'C'}{L_1C_2}}. \tag{12}$$

Eliminînd pe $p/l$ între relațiile (6), (7) și (12), obținem

$$v/v' = 1/\sqrt{L_1C_1L_2C_2a^4}. \tag{13}$$

Dar $L_1C_1a^2 = \varepsilon_1$ este raportul dintre reactanţele de masă şi elastică, serie iar $L_2C_2a^2 = \varepsilon_2$ — raportul dintre reactanţele elastică şi de masă, derivaţie.

Înlocuind în relaţia (13), obţinem

$$v/v' = 1/\sqrt{\varepsilon_1\varepsilon_2}. \qquad (14)$$

Dacă vrem deci ca $v/v' > 1$, va trebui ca $\varepsilon_1\varepsilon_2 < 1$ şi deci reactanţele serie să fie elasticităţi iar cele derivaţie masice. Analogul electric al unei asemenea linii electrice încărcate pentru a obţine o viteză de propagare a energiei infinită, faţă de aceea a liniei neîncărcate, va fi deci acela din figura 105 constituit din $p$ asemenea celule identice, în care $C_1$ şi $L_2$ satisfac relaţiile (6) şi (7) a căror semnificaţie fizică este evidentă.

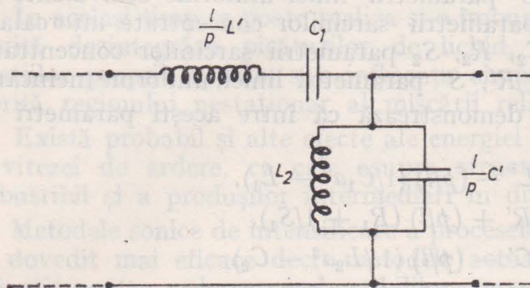



Fig. 105. — Linie electrică echivalentă liniei încărcate.

George Constantinescu arată că prezenţa pierderilor nu schimbă esenţial rezultatul obţinut în lipsa acestora.

Iată acum şi explicaţia acestui rezultat paradoxal: actuala teorie, unanim acceptată, şi care proclamă că energia de-alungul conductorilor electrici se propagă prin cîmpul electromagnetic din jurul conductorilor, nu corespunde realităţii, astfel după cum a arătat încă din 1956 Vasilescu Karpen în articolul „Rolul electronilor în transmisia energiei electrice". În acest articol, Vasilescu Karpen demonstrează teoretic că energia de-alungul liniilor electrice se propagă prin energia potenţială a electronilor din interiorul conductorilor şi nu prin cîmpul electromagnetic din jurul acestora.

Rezultatul teoretic paradoxal la care am ajuns nu face decît să confirme această teorie, care constituie o prioritate românească mondială de cel mai mare interes teoretic şi practic. Într-adevăr, dacă energia s-ar propaga prin cîmpul electromagnetic, ar însemna că viteza acestui cîmp, egală cu viteza luminii, poate fi depăşită, contrar teoriei relativităţii. Dacă însă admitem că energia se propagă prin electronii din conductori şi că putem varia viteza acestei propagări, variind parametrii liniei, prin introducerea discontinuităţilor, aşa cum s-a văzut, aceasta constituie o realitate pe care George Constantinescu a demonstrat-o teoretic şi experimental în cazul sonic. O verificare experimentală analogă în cazul electric nu constituie o problemă faţă de actualele mijloace electronice. Totul este să fim conştienţi de importanţa problemei, acordîndu-i atenţia cuvenită *).

*) Revine de aceea cu precădere, astăzi, tineretului nostru studios, mînat de focul sacru al pasiunii pentru ştiinţă, misiunea istorică de a prelua flacăra nestinsă a ştiinţei sonice de unde a lăsat-o George Constantinescu, ducînd-o mai departe pe drumuri noi, nestrăbătute, spre rezultate încă nebănuite, aducînd astfel prinos de recunoştinţă faţă de memoria iluştrilor înaintaşi de la care a preluat preţioasa flacără care va trebui să rămînă veşnic nestinsă peste generaţii" (prof. Matei Marinescu).

ACADEMIA ROMÂNĂ

Şedinţa din 14 noiembrie 1919

## CONFERINŢA

### D-lui inginer GOGU CONSTANTINESCU

*Doamnelor şi Domnilor,*

Voi începe conferinţa cu care voi avea onoarea a vă întreţine, aducînd mulţumirile mele domnilor membri ai Academiei Române, care mi-au făcut deosebita onoare de a mă invita să expun, în faţa unui auditoriu distins, un rezumat al lucrărilor mele asupra aplicaţiilor vibraţiilor în transmiterea energiei mecanice. Această sală este un sanctuar al ştiinţei române şi cu un sentiment de veneraţie şi cu oarecare teamă că nu voi fi la înălţimea aşteptărilor dv., voi intra în subiectul ce-mi propun a dezvolta într-o oră. Dealtfel, vă promit că aceasta va fi maximul de timp, în care voi abuza de pacienţa dv.

În această conferinţă voi trata despre o ştiinţă nouă şi anume: ştiinţa care se ocupă cu transmiterea energiei mecanice prin vibraţii.

Cuvîntul sonic are oarecare analogie cu sunetul. Deoarece sunetele sînt rezultatul vibraţiilor, denumirea de sonic se potriveşte.

Această ştiinţă este foarte tînără şi pot zice că este o fiică a armoniei muzicale. Înrudirea este cam neaşteptată, deoarece ar părea că muzica nu are ce căuta în chestiuni de maşini, locomotive, automobile şi alte aplicaţii ale ştiinţei sonice. Sînt, dealtfel, mulţi care obişnuiesc a separa arta de ştiinţă şi sînt şi mai mulţi acei care pretind că, să fii om de ştiinţă trebuie neapărat să stai închis într-un laborator cu sticle sau maşini, iar dacă vrei să studiezi o problemă de fizică-matematică, nu e absolut necesar să te ocupi de Haydn, Beethoven sau Motzart.

Deoarece este obiceiul de a se face cîte un istoric în orice conferinţă, îl voi face şi eu; dar această intenţie a mea să nu vă îngrijoreze prea mult, deoarece, fiind vorba de o ştiinţă nouă, nu voi începe istoricul meu de la Greci sau de la Romani ci numai de-abia acum 20 de ani, de cînd am început să mă ocup cu studiul vibraţiilor. Ca să risipesc deîndată, însă, orice umbră de băunială din partea dv. că acest studiu l-aş fi început poate prin vîjîietoarele de zmeu sau moriştele de la Moşi, ţin să vă informez în acelaşi timp că pe atunci aveam 17 ani împliniţi şi aveam pretenţia de a compune la pian. Pe acea vreme voiam să învăţ teoria armoniei muzicale, dar, cum nu am priceput mare lucru din cărţile de armonie ce-mi căzuseră în mînă, am întreprins a face singur o teorie a acordurilor muzicale pe baze matematice. Cam trei ani după aceasta am reuşit să descurc în mod mulţumitor pentru mine teoria acordurilor armoniei pe baze ştiinţifice. Acest prim succes m-a încurajat şi am continuat să studiez vibraţiile; cîţiva dintre prietenii mei îşi aduc aminte că am făcut şi o conferinţă la universitate asupra acestui subiect, acum vreo 12 ani.

Studiul l-am continuat după aceea la diferite instrumente muzicale: am studiat trompetele, tuburile acustice, diferite fenomene acustice și încetul cu încetul m-am familiarizat cu teoria vibrațiilor.

În realitate, sunetele nu sînt decît o formă de energie și transmiterea sunetului este un caz particular al transmisiei de energie. Această transmisie se face prin unde sonore și atunci mi-am pus problema: oare, dacă energii în cantități foarte mici cum e de exemplu energia unei trompete, se pot transmite la distanță prin vibrații, nu cumva s-ar putea transforma aceste vibrații în energie mecanică?

Undele sînt de două feluri: sau le transmitem în aer, sau le transmitem în tuburi. Primele sînt unde sferice, care se pierd sau se distribuie împrejurul nostru fără să le putem concentra; pe cînd cele din categoria a doua sînt unde concentrate în tuburi, pe care le putem conduce la distanță. Exemplul cel mai simplu de unde conduse la distanță este transmisiunea vorbei printr-un tub: dacă vorbim la un capăt al tubului, vocea se transmite pînă la capătul celălalt și toți știm că foarte puțin din voce se pierde. Se poate întîmpla ca vorbele să nu se înțeleagă totdeauna bine, dar energia se transmite cu foarte puține pierderi, așa încît un tub acustic reprezintă o linie prin care putem transmite energie, fără ca aerul să circule de la un capăt la altul.

Vibrațiile sonore, pe care le transmitem printr-un tub, au o frecvență destul de înaltă și de aceea se aud. Am putea concepe foarte bine însă și vibrații care nu se aud. După cum în lumină sînt raze care nu se văd, tot astfel pot fi sunete care nu se aud. Sub o anumită limită, 32 vibrații pe secundă, sunetul nu se mai aude; iar peste o anumită limită, peste 20 000 vibrații pe secundă, iarăși nu se mai aude. Așa încît, ceea ce se numește, în vorbire curentă, sunet, este gama de transmisiuni vibratoare, care sînt percepute de simțurile noastre. Astfel fiind, intensitatea unui sunet nu este în general o măsură a cantității de energie care se transmite prin tub.

Problema de a dirija undele prin tuburi nu prezintă nici o dificultate; singura dificultate este de a concentra o cantitate importantă de energie.

Problema transmisiei energiei prin vibrații mi-am pus-o în modul următor: la capătul unei conducte să producem vibrații, reprezentînd o energie considerabilă — conducta ne servește de mediu de transmisiune — iar la capătul celălalt să transformăm vibrația iarăși în energie mecanică.

Problema este destul de grea din mai multe puncte de vedere; undele care se transmit prin aer sînt necesarmente foarte slabe din cauza marii elasticități a aerului. De aceea am investigat și posibilitatea transmisiei prin alte medii și am studiat în special transmisia prin tuburi pline cu apă. Am constatat, în mod teoretic, că s-ar putea transmite cantități considerabile de energie vibratoare prin lichide. Întrebuințînd o frecvență destul de joasă ca să nu se audă aceste unde, ne găsim în prezența unui fel de curent, pe care-l putem transmite prin tub și care are foarte mare analogie cu curentul electric, după cum veți vedea mai departe.

Nu voi intra în detalii prea amănunțite asupra teoriei undelor, însă ar trebui să vă dau cîteva explicații asupra elementelor care fac ca o transmisie prin unde să fie posibilă. Aceste elemente sînt: elasticitatea, masa, frecarea și pierderile.

Începînd a mă ocupa cu transmisia undelor prin apă, primul lucru care mi s-a impus a fost necesitatea de a admite compresibilitatea apei. Odată acest element admis, se poate demonstra că se pot transmite unde prin apă și aceste unde se pot calcula cu formule matematice, întocmai cum se elabo-

rează în acustică teoria vibraţiilor aeriene. Prin urmare, din punct de vedere teoretic, este posibil de a transmite energia prin unde dirijate într-un tub plin cu apă.

Elementul care a fost foarte mult contestat în practică, a fost compresibilitatea apei. Existenţa undelor în apă este ea însăşi o probă că apa este compresibilă. Dealtfel, s-au făcut experienţe foarte riguroase, care demonstrau compresibilitatea apei; cu toate acestea, printr-o tradiţie lumea a fost adusă să creadă că apa este incompresibilă. Cel mult se admitea că apa, dacă este compresibilă, este compresibilă într-un grad aşa de mic, încît să poată fi neglijat. Totuşi această compresibilitate a apei nu este neglijabilă.

Să vă dau un exemplu: să luăm o conductă de 10 km lungime şi să presupunem că la capătul acestei conducte punem un piston pe care-l mişcăm alternativ cu o manivelă, conducta fiind plină cu apă, iar manivela de o lungime, spre exemplu, de numai 3 cm, învîrtindu-se de 1 000 ori pe minut. Prin învîrtirea manivelei se produc pulsaţii în această conductă de apă. La capătul conductei punem un rezervor, care să menţină conducta plină cu apă. Dacă am calcula ce trebuie să se întîmple în conductă în timpul acţionării pistonului, neglijînd compresibilitatea apei, calculul ne-ar duce la un rezultat absurd, anume că presiunea trebuie să atingă 30 000 atmosfere! Aceasta este o absurditate pentru că, dacă facem experienţa, practica ne dă numai 40 atmosfere. Iată prin urmare că nu putem să neglijăm compresibilitatea apei.

În fond, ce se produce în această conductă? Pistonul, mişcîndu-se, produce o serie de unde; aceste unde circulă în conductă cu viteza sunetului; energia pistonului se transformă în energie vibratoare, care merge cu viteza sunetului în apă (cam 1,5 km pe secundă) şi se transmite către capătul celălalt al conductei.

În hidraulică, mai toate tratatele încep expunerea studiului, afirmînd că apa este incompresibilă sau aşa de puţin compresibilă, că putem neglija compresibilitatea ei. Una din aplicaţiile hidraulice, care s-a întrebuinţat de aproape o sută de ani, a fost pomparea apei în mine. Prima idee care a venit în mintea unor oameni, care nu ştiau carte multă, a fost să întrebuinţeze o pompă în fundul minei, acţionată de două coloane lichide, care să fie mişcată alternativ prin două tuburi. Plecînd de la ipoteza, că apa este incompresibilă şi ţinînd seama în calcul numai de inerţia apei, s-a ajuns la construcţia unor maşini de pompare în care, în mod natural, numărul de pulsaţii pe minut este extrem de redus, $10 \div 20$. Aceste maşini există şi în ziua de astăzi, şi maximul numărului de revoluţii, care s-a putut obţine cu astfel de maşini, este de 30 pe minut. Or, eu am reuşit să fac maşini care să producă la capătul unei conducte foarte lungi peste 3 000 pulsaţii pe minut, numai pentru că n-am neglijat compresibilitatea apei în calculele mele şi am pornit astfel de la premise mai raţionale.

Dacă calculăm lichidele, trebuie să admitem că ele posedă masă şi elasticitate: elasticitatea şi masa sînt două proprietăţi ale materiei, care sînt absolute şi nu se pot neglija nici în calcul nici în practică. A fost în fond tradiţia unei erori în hidraulică, care a împiedicat găsirea ştiinţei sonice mai devreme. Nu-mi fac dar un mare merit de a fi arătat pentru prima oară că energia mecanică se poate transmite prin unde vibratoare. Dealtfel, este şi o chestie de psihologie în perpetuarea unei erori: a fost destul să se afirme de la catedră că lichidele sînt puţin compresibile, ca toată lumea să fie de acord că într-adevăr ele sînt puţin compresibile. Cu toate acestea Amagat

a făcut experienţe riguroase şi a dat coeficienţi exacţi asupra compresabilităţii apei, uleiului, petrolului şi altor multe lichide. Dar ce e curios este că nimeni n-a dat importanţa practică cuvenită acestor experienţe, şi lumea a persistat înainte în a considera lichidele ca incompresibile din punct de vedere practic. Toată lumea este de acord că oţelul este elastic; or, a admite că oţelul este elastic, este a admite că este compresibil; toţi inginerii admit elasticitatea oţelului şi construirea resorturilor este bazată tocmai pe compresibilitatea şi elasticitatea lui. Totuşi foarte mulţi ingineri consideră apa ca incompresibilă; la construirea pompelor hidraulice, foarte des se ţine seama de elasticitatea oţelului dar se neglijează elasticitatea apei. Or, proporţia între aceste două elasticităţi este următoarea: oţelul are un coeficient de elasticitate de 2 milioane kg pe $cm^2$ pe cînd apa numai de 20 000, aşa încît apa este de 100 ori mai compresibilă decît oţelul. Dacă am lua un tub de un metru lungime, l-am umple cu apă şi am supune apa la o presiune de 1 000 kg pe $cm^2$, am vedea că această coloană de apă s-ar scurta de 100 ori mai mult decît o tijă de fier la aceeaşi lungime şi care ar fi comprimată tot cu 1 000 kg pe $cm^2$.

O altă cauză pentru care cred că nu s-a ajuns mai devreme la transmisia energiei prin vibraţii, este un fel de convenţie în lumea ştiinţifică, prin care se afirmă că energia degenerează cînd se transformă în vibraţii. Este uşor a transforma combustibilul în căldură, de exemplu, dar este foarte greu să obţii din căldură combustibil. Tot astfel s-a putut crede că, dacă energia se transformă uşor în vibraţii, reciproca n-ar fi posibilă. Nu este totuşi nici o probă ştiinţifică a acestei păreri, în care, dealtfel, eu n-am crezut, şi atunci mi-am pus problema inversă: să transform vibraţiile în energie.

Sînt multe feluri de energii care se transformă dintr-una într-alta: unele sînt reversibile iar altele ireversibile. Nu era aşa de uşor a presupune că vibraţiile ar fi o formă de energie reversibilă în energie mecanică cu eficienţă înaltă. Dealtfel, nu se cunoaşte decît un singur exemplu de energie vibratoare reversibilă în energie mecanică, şi aceasta este energia curentului electric alternativ.

Pe cînd făceam teoria vibraţiilor, am găsit în formulele relative la curenţii sonici cîteva relaţii care semănau foarte mult cu cele cunoscute în electricitate. În loc de a face teoria vibraţiilor pe bazele urmate, de pildă de Lagrange şi lord Rayleigh, am luat-o pe o cale mai practică şi, în loc de a pleca de la ecuaţiile generale spre a ajunge la particular, am plecat de la particular spre a ajunge la general. În electricitate se începe prin a se da cîteva definiţii foarte simple, pe urmă se explică cîteva experienţe şi se traduce rezultatul acestor experienţe în formule matematice. Astfel se obţine o ştiinţă care se poate verifica prin noi experienţe, după cum şi bazele pe care s-a întemeiat ştiinţa au fost verificate prin experienţă. Or, experienţele asupra elasticităţii sînt foarte simple; experienţele asupra masei sînt iarăşi simple. Astfel legile, care leagă între ele proprietăţile elastice şi de greutate ale materiei, sînt legi foarte simple şi se apropie mult de legile din electricitate, care se referă la capacitatea electrică şi la inductanţa electrică. Din această simplă analogie am căutat să trag avantaje şi atunci, în loc de a porni de la teorii generale, am definit capacitatea sonică, inerţia sonică, fricţiunea şi pierderile, după cum se face şi în electricitate. Cu aceste patru definiţii am reuşit să fac teoria vibraţiunilor, care nu diferă în fond de teoria electricităţii decît printr-un fel de permutare de cuvinte.

A fost o întîmplare că legea de fricţiune sonică s-a potrivit cu legea rezistenţei în electricitate. Formulele elementare fiind astfel identice în ambele ştiinţe, mi-a fost foarte uşor să copiez din electricitate ca dintr-un

dicționar; am luat o proprietate electrică și am tradus-o în noua știință. Așa am făcut cu motoarele, cu rezonatoarele și cu toate proprietățile demonstrate în electricitate, pe care am putut să le traduc în elemente sonice. Am reușit să traduc astfel toate motoarele electrice în motoare sonice. Unui rezonator electric care descarcă scîntei, îi corespunde în sonicitate un ciocan sonic care descarcă lovituri asupra nicovalei.

Analogiile sînt așa de mari, din punct de vedere teoretic, încît unui inginer, care ar citi o carte de sonicitate, i s-ar părea că citește o carte de electricitate.

Mă găseam prin urmare în posesia unei formule de traducție și nu-mi rămînea decît să văd care sînt diferitele aplicații practice ale noii științe.

În primul rînd, aplicațiile compresibilității lichidelor sînt destul de importante în ele însăși: după cum, în electricitate, pot încărca un condensator și-l pot descărca la nevoie, tot astfel putem încărca o butelie de oțel în care avem un lichid, comprimînd lichidul la o presiune foarte mare. Dacă se comprimă ulei, de exemplu, într-o butelie la 2 500 atmosfere, reducerea volumului e aproape de 10%, adică din 10 litri facem 9 litri. Or, această reducere de volum este considerabilă. Cînd lăsăm lichidul să revină la volumul primitiv, energia este redată pe de-a întregul.

S-ar putea zice: bine, dar și cu aerul se poate face această experiență; dacă comprimăm aer într-o butelie, înmagazinăm energie mecanică și dacă facem expansiunea aerului cîștigăm energia înapoi. Nu este tocmai așa însă, pentru că aerul dacă-l comprimăm cu presiune mare se și încălzește, așa încît energia depusă în comprimare se transformă în energie potențială de compresiune, dar și în energie calorică care se risipește; nu se poate deci recupera toată energia ce am cheltuit în comprimare. Dacă comprimăm din contră un lichid, ridicarea temperaturii este foarte mică — dacă o fi o fracțiune de grad centrigrad pentru 1 000 atmosfere — așa încît mai toată energia se transformă în energie potențială, pe care o putem conserva și utiliza cînd vrem.

Ca să ilustrez avantajele ce le putem trage din compresibilitatea lichidelor, am luat un obuz de tun în care am pus ulei, fiindcă uleiul unge mai bine. În obuz era un cilindru și un piston în contract cu lichidul, aranjat astfel ca să nu fie nici o scăpare de lichid. Împingînd pistonul pînă la fund și punînd o greutate asupra lui, după ce am legat pistonul cu o sîrmă, am comprimat lichidul din obuz la 1 000 de atmosfere. La această presiune, sîrma care reține pistonul se rupe și energia potențială din obuz, înmagazinată sub formă de energie elastică, aruncă pistonul afară împreună cu greutatea. Astfel, cu un obuz mic, care conținea o jumătate litru de ulei, am reușit să arunc o grenadă la 150 metri. Energia pusă în acest obuz provenea numai din vre-o 5 mișcări de pompă, date de un băiețel. Dacă acel băiețel ar fi voit să arunce grenada cu mîna, n-ar fi putut atinge concentrarea de energie căpătată în felul descris.

Se vede clar că expansibilitatea lichidelor este un factor important, din care putem trage foloase practice. Am mers mai departe, și în loc ca să mă limitez a arunca o grenadă, am luat un tub de oțel, în care am introdus trei litri de ulei; comprimînd uleiul la 2 000 atmosfere, am reușit să arunc un obuz de 8 kg la 500 metri, așa încît mă apropiam de efecte balistice importante. Presiunea de 2 000 atmosfere este de același ordin cu presiunea care se produce în tunurile obișnuite, prin explozive. Iată deci că lichidele, comprimate la presiuni foarte mari, sînt imediat indicate ca să producă energie momentană sub presiuni considerabile.

Perfecționînd acest aparat, am reușit să fac un tun cu care am aruncat o bombă de 100 kg la 1 500 metri fără foc și fără zgomot.

V-am dat aceste exemple pentru a ilustra cît mai bine faptul că compresibilitatea apei este un factor care nu se poate neglija. Neglijarea în trecut a compresibilității lichidelor a făcut ca multe aplicații practice, care astăzi sînt consacrate ca atare, să nu se poată descoperi mai înainte.

Este un pericol știința fără experiențe: autoritatea științifică reușește cîteodată a impune idei eronate în mintea studenților și generațiilor următoare, în așa-fel că nimeni nu se gîndește mai tîrziu să verifice lucruri, care prin o consimțire generală au fost trecute în rîndul cunoștințelor pozitive. Dealtfel, tipmul nu e departe cînd o formulă greșită a lui Newton, de pildă a împiedicat inventarea aeroplanelor pe cale teoretică. Unii au ajuns prin matematică, cu ajutorul acelei formule, să demonstreze că păsările nu pot să zboare; s-a făcut totuși experiența și s-a dovedit că... păsările pot să zboare. Dealtfel, lucrurile s-au aranjat prin schimbarea formulei și s-au inventat de atunci aeroplanele.

V-am dat cîteva exemple de aplicare a compresibilității lichidelor; doresc să vă dau cîteva exemple și asupra aplicării transmisiei energiei de la un punct la altul prin unde sau, cum zicem acum, prin transmisie sonică. Deoarece sonicitatea — ca să-i dăm o denumire analogă cu electricitatea — este o știință așa de apropiată de electricitate în formule, ar trebui să rezulte că și în aplicațiile ei practice să meargă paralel. Și într-adevăr, putem face în sonicitate mai toate aplicațiile care au fost făcute de electricieni.

Una din aplicațiile cele mai curioase este transmisia căldurii la distanță prin vibrații.

Ca să produc căldură prin vibrații am luat un generator sonic, care constă dintr-o pompă; un simplu piston care se mișcă alternativ într-un cilindru. Din cilindru pleacă conducta, care este in cumunicație cu o butelie de oțel plînă cu apă. Această butelie corespunde cu ceea ce în electricitate numim un condensator electric. Mai departe, continuăm conducta pe o lungime oarecare și o terminăm printr-un tub cu diametru foarte mic, spre exemplu un tub de un metru lungime, învîrtit în spirală și avînd diametrul interior de 2 mm. La capătul acestui tub punem încă o butelie plină cu apă. Acest aranjament, din punct de vedere hidraulic, este o absurditate; vorbesc de hidraulica care neglijează compresibilitatea apei. Dacă ținem seama însă de acest factor, lucrurile stau altfel; începînd să mișcăm pistonul alternativ printr-o bielă și o manivelă, se produc pulsații în butelia de la începutul conductei. Această butelie devine un fel de generator de unde sonice. În tubul nostru circulă atunci unde, care sînt forțate să treacă prin tubul cel subțire și din tubul subțire să treacă înainte în butelia de la capătul conductei. Mișcarea este posibilă din cauza compresibilității lichidului și din cauza posibilității transmisiei energiei prin unde. Energia ondulatorie însă, trecînd prin tubul subțire, produce căldură întocmai ca și în electricitate.

Cu aparatul pe care l-am făcut am dobîndit o temperatură de mai mult de 100 grade. Tubul fiind învîrtit în spirală, am introdus această serpentină într-un pahar cu apă care, încălzindu-se după $2 \div 3$ minute, a început să fiarbă. Conducta, însă, care conduce energia sonică la acest tub, rămîne rece și, cum întrebuințam apa ca mediu de transmisiune, am dovedit că e posibil să transmit energie calorică printr-un tub cu apă rece.

Explicația totuși e foarte naturală, fiindcă densitatea curentului sonic în tubul cel mic este foarte mare și se produce o pierdere prin frecare sonică, întocmai cum se produce prin rezistența ohmică în electricitate.

Putem merge mai departe cu experiența: în loc ca să lăsăm tubul cel mic să încălzească apa la 100 grade, putem, întrebuințînd un calorimetru, să facem ca energia să nu mai poată radia de la tub ci să se acumuleze. Astfel fiind, în mod teoretic, putem face ca acest tub să se poată încălzi pînă la orice temperatură. Limita la care temperatura din acest tub va ajunge depinde de punctul de fierbere al lichidului din interior, fiindcă apa din tubul spiral ia desigur aceeași temperatură ca și tubul. Eu am aranjat, în experiența ce am făcut, ca presiunea medie să fie aproape 100 atmosfere. La această presiune apa nu fierbe nici la 300 grade, așa încît punînd tubul în vată, vata s-a carbonizat. N-am mers mai departe ca să arăt că acest tub s-ar putea face roșu, fiindcă sudurile tubului s-au topit, ieșind din tub aburi supraîncălziți, ceea ce era de așteptat. Așadar, din aceeași conductă putem lua apă rece, apă caldă ori aburi supraîncălziți.

Transmisiunea căldurii prin unde sonice poate să aibă și aplicații practice, însă experiența de mai sus am făcut-o mai mult din punctul de vedere al interesului științific, ca să arăt diferența enormă între efectele sonice și efectele hidraulice. Dacă am fi plecat de la ipoteza incompresibilității lichidelor, experiența ce v-am descris, evident, n-ar fi fost posibilă.

Cînd am cerut brevetul acumulării energiei, bazată pe comprimarea lichidelor, el mi-a fost refuzat în Statele Unite, pe motivul că mașinile mele nu pot funcționa; or, aceste mașini funcționau, erau în ființă la Londra și a trebuit mărturia sub jurămînt a unui membru de la „Royal Society" din Londra, ca să se convingă „Patent Office" din Washington că această invenție nu este o imposibilitate. Nu spun că lumea nu știa că lichidele sînt compresibile, dar nu o știa destul de bine și a trebuit întîi demonstrat prin experiențe, nu numai că sînt compresibile, dar că elasticitatea lor este un factor important în industria mecanică.

În loc de a întrebuința acumulatoare hidraulice, care sînt constituite din o greutate enormă apăsînd pe un piston, putem întrebuința cîteva butelii, obuze vechi, astupate bine, în care comprimăm lichidul la o presiune foarte mare. Aceste aparate pot să coste de zece ori mai puțin ca un acumulator hidraulic.

O altă aplicație s-ar putea face la resorturi: un obuz, în care am introduce un piston și care e plin cu un lichid, poate servi drept resort, care să reziste la presiuni enorme. Pistonul intrînd în lichid îl comprimă, iar cînd încărcătura ce apasă pe piston descrește, elasticitatea lichidului împinge pistonul înapoi în poziția inițială.

O aplicație a transmisiunii prin vibrații, care nu este în fond decît o consecință a aplicării elasticității lichidelor pe o scară mai întinsă, este distribuția de putere în fabrici, întocmai cum ea se face astăzi cu motoare electrice. Multe probleme industriale n-au fost rezolvate practic de electricitate. Este ușor a transmite energie electrică la distanțe mari, cu o eficiență destul de bună, cînd este vorba, însă, de distribuția propriu-zisă a energiei în mod electric, eficiența ei este așa de mică, încît, din punct de vedere comercial, nu rentează. De aceea mai toate fabricile, chiar și cele moderne, cînd instalează mașini într-un atelier, preferă de multe ori să întrebuințeze sistemul cu transmisiuni de curele, sistem vechi de cîteva sute de ani, care este însă mai economic din punct de vedere comercial. Transmisia sonică rezolvă această problemă, în sensul că se poate acționa fiecare mașină, fiecare strung etc., cu un motor sonic independent, motoarele fiind legate cu instalația centrală, unde energia e produsă de o mașină cu aburi sau de un motor cu explozie sau orice fel de putere mecanică. Tuburile de transmisii sonice

sînt mult mai puțin periculoase decît conductele electrice, apoi aparatele de control, robinetele de pornire sau de oprire ale motoarelor sonice, sînt mult mai ieftine. Motoarele costă aproape pe jumătate sau o treime din costul motoarelor electrice de aceeași putere. Greutatea motoarelor e cam în aceeași proporție. Așa încît, vedeți, în ceea ce privește distribuția energiei, sonicitatea poate concura cu succes electricitatea.

În ceea ce privește transportarea energiei la distanțe foarte mari, este probabil ca electricitatea să aibă monopolul, fiindcă tuburile sonice sînt în general mai scumpe decît conductele electrice aeriene. Astfel fiind, întrevăd posibilitatea unei conlucrări armonioase între electricitate și sonicitate. Spre exemplu, pe terenurile noastre petrolifere s-a găsit că e mai convenabil a se transmite energia electrică de la distanță și a se ataca diferitele aparate prin motoare electrice. Riscurile de incendiu și delicatețea motorului electric, însă, se opun la această aplicație, și de aceea transmisia sonică va interveni ca o legătură între sondă și curentul electric. S-ar putea aduce energia electrică la o stație centrală, transforma în energie sonică și transporta apoi la sonde prin tuburi de fier. În aceste tuburi ar putea să circule chiar păcura ca mediu, sau petrol or apă, iar sondele ar fi acționate de motoare sonice, care nu prezintă nici un pericol, sînt extrem de simple, pot lucra fără atenție specială chiar sub apă, în noroi, în orice condiții cît de grele.

Întrebuințarea motoarelor sonice în fabricile moderne ar elimina toate transmisiile prin curele. Chiar și costul va fi mai ieftin cu timpul, căci chiar dacă transmisia prin curele este mai ieftină decît cea sonică, totuși o economie s-ar realiza la construcția atelierului, care n-ar mai trebui să fie de o zidărie atît de solidă, nemaifiind nevoie să susțină toate roțile și fierăria cea grea necesară în transmisia cu curele.

La motoarele sonice nu intră decît fontă și oțel; la motoarele electrice intră oțeluri destul de scumpe, intră cupru, mica și fel de fel de produse cauciucate și de aceea, fiindcă un motor sonic e foarte robust, el poate să dureze infinit, pe cîtă vreme motorul electric are nenumărate piese, care cu timpul se deteriorează.

Un alt teren de aplicare al transmisiei sonice, este în rezolvarea unor probleme, în care transmisia electrică nu se poate aplica deloc, de pildă la aeroplane. Tendința astăzi la aeroplane este de a ajunge la o putere mecanică din ce în ce mai mare. Astfel s-au făcut aeroplane de 1 000 și 2 000 cai putere, iar acum, în timpul din urmă, se studiază un aeroplan de 5 000 cai putere. Or, ca să se obțină această putere enormă, este nevoie de mai multe motoare. Am studiat acum un aeroplan în care 8 motoare vor fi instalate în nacela aeroplanului, atacînd opt generatoare sonice, iar patru elice, puse la aripile aeroplanului, vor fi acționate de patru motoare sonice. Instalația corespunde întocmai felului cum se procedează într-o instalație centrală de distribuție electrică.

Am făcut un motor de aeroplan numai ca experiență, reușind a realiza un motor de 180 cai numai cu 50 kg. Dacă am pune problema unui inginer electrician, el n-ar putea să facă un motor electric de 180 cai putere, decît în greutate de cel puțin 1 000 kg.

O altă aplicație a undelor sonice este la ciocane.

Un ciocan sonic este o mașină foarte simplă; un piston cu mișcări alternative. Acest piston împinge asupra unei mase, care oscilează între două resorturi. Masa și cu resortul formează un rezonator sonic. Undele care alimentează ciocanul sînt convertite în energie de oscilări ale ciocanului, care

o descarcă la fiecare lovitură pe nicovală. Energia trece aproape integral din undă în lovituri asupra nicovalei.

Eficiența unui astfel de ciocan este foarte mare. Am construit un ciocan de un cal putere cu care se taie oțelul și care servește și la nituit; acest ciocan făcea același lucru ca un ciocan pneumatic, întrebuințînd aer comprimat, de 8 cai putere. Dealtfel, este cunoscut că industria aerului comprimat pentru ciocane în mine sau cariere este foarte risipitoare: din 100 cai putere numai 5 se întrebuințează efectiv la scule, pe cînd aceeași instalație cu transmisie sonică, din 100 cai ar întrebuința 80 cai în mod efectiv.

Alt teren de aplicare al motoarelor sonice este la pompe, și aceasta se concepe ușor, pentru că pompa este un aparat cu mișcări alternative, iar undele fiind alternative se suprimă toate organele de rotație: lagăre, roți; astfel pompele sonice devin extrem de simple. Aceste pompe pot lucra cu totul sub apă, inclusiv motorul, ceea ce nu se poate face ușor cu un motor electric.

O aplicație foarte importantă este la vapoare, unde este nevoie ca de la o turbină cu turație foarte înaltă să se obțină mișcări rotative reduse la elice.

A fost o mare perfecționare la mașinile cu aburi apariția turbinei cu aburi, însă în același timp și o mare greutate: aceea de a se cupla cu elicea. O turbină de aburi trebuie să se învîrtească extrem de repede ca să aibă o bună eficiență, pe cînd elicea din contra trebuie să se învîrtească foarte încet, așa că o dificultate părea că se lovește de cealaltă. În ultimul timp, însă, s-a reușit a se face angrenaje pentru puteri foarte mari și vapoarele moderne întrebuințează aceste angrenaje pentru a reduce numărul învîrtiturilor turbinei la acționarea elicei. Problema se rezolvă mult mai bine în mod sonic: se suprimă arborele de transmisie la vapor și se înlocuiește cu 3—4 conducte sonice; elicea e aplicată direct la motorul sonic și se pot obține turații cît de mici dorim. Cu acest aranjament suprimăm toate inconvenientele turbinei cuplate la elice, suprimăm și axa și galeria unde se așează iar transmisia se face întreagă pe circuitul sonic, cum s-ar face pe unul electric.

În fabricile metalurgice este iarăși nevoie de motoare, care să învîrtească foarte încet rulouri de laminoare, de exemplu. Motoarele sonice sint indicate în aceste cazuri.

Unul din terenurile cele mai indicate pentru transmisiunile sonice este transmisia energiei de la motoarele cu explozii la mașini la care trebuie un cuplu de demaraj foarte puternic, spre exemplu la tractoare. Motoarele cu benzină, în genere, pot să meargă cu viteză foarte mare, dar au un cuplu constant; ceea ce se cere, însă, la tractoare este un cuplu variabil; la pornire mult mai puternic, în mers mult mai mic. Din această pricină a fost nevoie să se întrebuințeze angrenaje și schimbătoare de viteză. Prin combinarea unui generator sonic putem realiza un tractor la care se pot suprima toate organele intermediare.

Ceea ce am zis ca aplicare la tractoare se aplică și la automobile, locomotive, camioane și altele, astfel că în tot ceea ce privește problemele de tracțiune, noua știință deschide orizonturi cu totul noi.

Același lucru s-a încercat și prin electricitate și s-a reușit în multe cazuri, însă mașinile electrice sînt mult mai scumpe și mai grele. Apoi un motor electric la pornire se încălzește; motorul sonic la pornire nu se încălzește, ci energia servește la ridicarea presiunii și pe urmă se stabilește un

fel de echilibru. Deci la pornire în loc să avem căldură, avem presiune; or, presiunea nu consumă energie cît timp vehiculul n-a pornit din loc. Aceasta constituie un avantaj: în loc ca să încălzim motoarele la pornire, cum se întîmplă cu cele electrice, ele rămîn reci. La tramvaie, la tracțiunea pe căile ferate, aceasta este un avantaj foarte important.

Una din aplicațiile științei sonice care este foarte curioasă, este la tăierea sticlei. Am făcut un alternator sonic care produce 500 vibrații pe secundă și am căutat să văd care sînt efectele vibrației asupra unui ciocan în miniatură. Acest ciocan, care apăsa asupra unui ac de oțel, avea proprietatea de a tăia sticla întocmai ca diamantul. Oțelul, chiar dacă nu e mai tare ca sticla, tot o taie prin percusiunile foarte dese care se produc asupra sticlei.

Acesta este un teren de aplicație neașteptat, fiindcă această proprietate se aplică nu numai la sticlă; am încercat-o și asupra cuarțului și pietrelor extrem de dure și am reușit a le tăia prin acest procedeu.

De la această jucărie — era un ciocan care nu cîntărea nici 30 de grame — am studiat, cu un prieten al meu, o mașină mare pentru perforarea de tuneluri; cu cîteva zile înainte de a pleca din Londra am încercat mașina care pulveriza granitul și-l transforma în praf. Ideea prietenului meu este să sape un tunel în granit prin pulverizarea rocii. Aceasta deschide un orizont nou, pentru că tunelurile în granit sînt foarte costisitoare. Astăzi ele se fac cu explozibile și prin perforări cu aer comprimat, pe cînd grație acestei aplicări a sonicității se poate face un tunel într-un munte de granit, printr-un aparat care să lucreze în mod continuu, pulverizînd roca, praful fiind transportat la distanță printr-un curent de apă.

Fiind vorba de generatoare de înaltă frecvență, menționez o aplicație care mi-a venit în gînd și anume: întrebuințarea lor la semnalizare. Am făcut aparate care produc sunete în aer sau sub apă și care absorb foarte puțină energie. Un fluier cu aburi abia cu zece cai poate produce sunetul pe care un aparat sonic îl produce cu o jumătate de cal.

Ridicînd frecvența, am reușit să fac o mașină care să producă 20 000 vibrații pe secundă. Deja ne depărtăm de vibrațiile ordinare; nu mai avem nici un simț prin care să percepem aceste unde. Mașina se poate auzi pînă la un moment, cît timp frecvența este sub această limită de 20 000 vibrații, dar pe urmă nu mai percepem nici un sunet. Se naște acum întrebarea, care sînt proprietățile fiziologice ale undelor peste limita audibilă? Într-una din zile, pe cînd aveam un aparat de frecvență de 500 vibrații pe secundă, am încercat să produc prin ciocniri unde de 100 000 pe secundă asupra unei bare de oțel. Această bară era fixată într-un mîner de lemn. Nu știu dacă este o iluzie, însă faptul a fost verificat de mai mulți prieteni: ținînd mîna pe această bară și lovind bara cu ciocanul sonic cu 500 pe secundă, aveam impresia de căldură la mînă. S-ar putea crede că această căldură era rezultatul fricțiunei între mîner și mînă, dar îndată ce opream loviturile, simțeam rece. Dacă mînerul s-ar fi încălzit prin frecare, n-am fi simțit imediat rece, ci numai după cîtva timp. Atunci s-a născut întrebarea: nu cumva căldura o fi o manifestare a vibrației sonore de ordinul frecvenței de 100 000 sau mai mult pe secundă? Probabil că această frecvență este încă prea joasă ca să producă vibrații calorifice, dar se poate ca lemnul, în care era oțelul, să fi rezonat la frecvențe mult mai înalte sub impulsiunea vibrațiilor de 100 000 pe secundă ale barei de oțel.

La această experiență a asistat și d. J. J. Thomson care-mi spunea că și Tyndall făcuse aceeași ipoteză: căldura n-ar fi decît vibrații mecanice ale mediului ambiant.

Efectele fiziologice ale curenților sonici, cam de la 200 pînă la 1 000 pe secundă, sînt foarte interesante: dacă ținem în mînă o țeavă prin care trec vibrații puternice de 500 pe secundă, vibrațiile se simt în mînă pînă aproape de umăr. Impresia este analogă impresiei pe care o avem dacă un curent alternativ trece printr-un corp. O bobină de inducție dă cam aceeași impresie ca și vibrațiile sonice. Astfel fiind, ar fi interesant de văzut dacă nu cumva s-ar putea aplica acești curenți în medicină. În multe cazuri în medicină, cred că ar fi important să se poată produce o vibrație a țesuturilor, care să n-aibă inconvenientele vibrațiilor electrice. Curentul electric se adresează mai mult nervilor și nervii indirect lucrează asupra mușchilor, pe cînd vibrația sonică este o vibrație mecanică care se adresează direct țesutului.

Fiindcă sîntem aproape de sfîrșitul conferinței, aș vrea să revin puțin la ordinea de idei de la începutul ei. Am pornit de la armonie ca să ajungem la legile curenților sonici și la întrebuințările lor industriale. Perfecționînd știința sonică, cred că va fi posibil de a se găsi explicații mult mai simple în alte domenii, spre exemplu în domeniul electric.

Ambiția teoreticianului este totdeauna mare; fiecare vrea să facă teorii noi, însă teoriile care se fac în electricitate pot fi tot atît de puțin justificate ca și teoriile care s-ar putea face în sonicitate. O idee generală este că energia nu poate să meargă mai repede decît sunetul în mediul în care o transmitem. Or, am găsit că se poate foarte bine ca energia să meargă mai repede decît sunetul. Am calculat conducte sonice prin care am putea trimite unde care să meargă, spre exemplu, cu o viteză de 10 000 metri pe secundă sau chiar 100 000 metri pe secundă. Or, dacă avem posibilitatea să facem să varieze viteza undelor după voința noastră în mediile materiale, nu văd nici o rațiune de ce nu am face o teorie nouă diferitelor mișcări vibratoare în mediul material și pe urmă s-o aplicăm la electricitate, căldură, sonicitate și alte feluri de energii.

Una din consecințele teoriei transmisiei sonice este că, dacă avem o conductă foarte lungă, nu putem învîrti generatorul decît cu o anumită selecție de frecvențe care diferă unele de altele prin intervale simple. Acestea sînt frecvențele care împart lungimea tubului într-un număr întreg de lungimi de semiunde, așa încît turația posibilă a generatorului nu poate fi reprezentată de o funcție continuă. Aceasta este o indicație că numerele întregi au mare influență asupra frecvențelor posibile în transmisia sonică. Dealtfel, în armonie numerele întregi sînt bazele armoniei. O conductă sonică se împarte tot așa în numere întregi de lungimi de undă. Dacă punem mai multe generatoare, pe aceeași conductă, ar fi foarte posibil să învîrtim pe unul la 1 000 revoluțiuni, altul la 2 000, altul la 3 000, spre exemplu, însă nu la 1 015 de pildă. Prin urmare, cuplarea generatoarelor sonice pe o linie este legată de teoria acordurilor muzicale; ele se pot învîrti numai la frecvențe care stau între ele într-un raport de numere întregi. Or, pare că ar fi o lege foarte generală în natură, ca lucrurile să se petreacă numai după legile armoniei; numerele întregi ar ghida atunci distribuția vibrațiilor de orice natură. Ar urma că este imposibil de a transmite energia printr-o seie de frecvențe, care nu se au între ele în raporturi de numere întregi.

Dacă ne gîndim la teoria atomică în chimie, vedem că legi analoge se prezintă și acolo. Numerele întregi in chimie au făcut să se imagineze

teoria atomilor. Am putea foarte bine, însă, să imaginăm o teoria a vibrațiilor elementelor ca bază a chimiei și atunci aceste numere întregi în chimie n-ar fi decît exprimarea faptului că combinațiile chimice nu sînt decît acorduri armonice ale unor vibrații ale materiei.

Printre acordurile muzicale avem acorduri consonante și acorduri distonante; foarte probabil că și în natură fenomenele se împart în două clase: fenomene consonante și fenomene distonante. Cele distonante nu sînt de sine stătătoare, tind către forme mai simple care sînt formele consonante sau armonice. În chimie același lucru: combinațiile se aranjează să fie în raporturi întregi cît se poate mai simple. Cu cît combinațiile sînt mai complicate, cu atît sînt mai nestabile. Așa încît, încet încet, cred că dacă aș continua conferința, ne-am întoarce îndărăt la muzică.

Desigur pacienţa d-voastră a întrecut limita admisibilă. Voi termina deci această cuvîntare cu conștiința împăcată că mi-am făcut datoria de a vă face o comunicare ce, în orice caz, a fost ascultată cu bunăvoință. Mărturisesc că nu-mi fac iluzia a fi fost prea clar în expunerea mea, în orice caz mă consolez că ar fi fost foarte greu să se poată face mai bine cu un subiect atît de tehnic, și special, într-o expunere care să fie pe înțelesul tuturor.

Vă mulțumesc dar, doamnelor și domnilor, pentru amabilitatea de a fi venit la această conferință și sper că nu v-a obosit prea mult cuvîntarea mea.

## COEFICIENȚI SONICI PENTRU APĂ LA DIFERITE TEMPERATURI

$t$ = temperatura în grade centigrade;

$E$ = coeficient de elasticitate, în kg/cm²;

$v = \sqrt{gE/\gamma}$ viteza sunetului, în cm/s;

$\bar{q} = \psi/\omega = \sqrt{g/\gamma E}$ = coeficientul de proporționalitate pe unitate secțiune;

$p$ = presiunea, în kg/cm².

| $p$ = 0 la 100 | | | | $p$ = 100 la 200 | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $t$ | $E \times 10^{-4}$ | $v \times 10^{-5}$ | $q$ | $t$ | $E \times 10^{-4}$ | $v \times 10^{-5}$ | $q$ |
| 0 | 1,94 | 1,38 | 7,12 | 0 | 2,00 | 1,40 | 7,00 |
| 10 | 2,06 | 1,42 | 6,90 | 10 | 2,16 | 1,45 | 6,75 |
| 20 | 2,13 | 1,44 | 6,78 | 20 | 2,26 | 1,49 | 6,60 |
| 30 | 2,18 | 1,46 | 6,71 | 30 | 2,30 | 1,51 | 6,55 |
| 40 | 2,20 | 1,47 | 6,69 | 40 | 2,33 | 1,52 | 6,51 |
| 50 | 2,22 | 1,48 | 6,66 | 50 | 2,35 | 1,52 | 6,50 |
| 60 | 2,22 | 1,48 | 6,69 | 60 | 2,35 | 1,52 | 6,50 |
| 70 | 2,20 | 1,47 | 6,71 | 70 | 2,33 | 1,52 | 6,51 |

## COEFICIENȚI SONICI PENTRU OȚEL ȘI BETON

Pentru oțel:

| $E \times 10^{-4}$ | $v \times 10^{-5}$ | $q$ |
|---|---|---|
| 200 | 5,00 | 0,25 |

Pentru beton:

| $E \times 10^{-4}$ | $v \times 10^{-5}$ | $q$ |
|---|---|---|
| 21 | 2,88 | 1,44 |

## TABEL DE CONVESIE PENTRU UNITĂŢI DE MĂSURĂ

| | Unităţi utilizate de autor | S.I. |
|---|---|---|
| Presiune | kgf/cm$^2$<br>1<br>1,019 · $10^{-5}$ | Pa = N/m$^2$<br>9,81 · $10^4$<br>1 |
| Vizetă | cm/s<br>1<br>100 | m/s<br>0,01<br>1 |
| Suprafaţa | cm$^2$<br>1<br>$10^4$ | m$^2$<br>$10^{-4}$<br>1 |
| Debit | cm$^3$/s<br>1<br>$10^6$ | m$^3$/s<br>$10^{-6}$<br>1 |
| Coeficient de frecţiune | kgf . s/cm$^5$<br>1<br>1,019 · $10^{-11}$ | N . s/m$^5$<br>9,81 · $10^{10}$<br>1 |
| Putere | CP<br>1<br>1,359 · $10^{-3}$ | W<br>735,75 W<br>1 |
| Capacitate | cm$^5$/kgf<br>1<br>9,81 · $10^{10}$ | m$^5$/N<br>1,019 · $10^{-11}$<br>1 |
| Inductanţă | kgf . s$^2$/cm$^5$<br>1<br>3,19 · $10^{-6}$ | Ns$^2$/m$^5$<br>$\sqrt{9,81 \cdot 10^{10}} = 3,13 \cdot 10^5$<br>1 |
| Curent proporţional, $i = i\sqrt{L}$ | $\sqrt{\text{kgf . cm}}$<br>1<br>3,19 | $\sqrt{\text{N} \cdot \text{m}}$<br>0,313<br>1 |
| Presiune proporţională $h = H\sqrt{C}$ | $\sqrt{\text{kgf . cm}}$<br>1<br>3,19 | $\sqrt{\text{N . m}}$<br>0,313<br>1 |
| Perditanţă, $S$ | cm$^5$/kgf . s<br>1<br>9,81 · $10^{10}$ | m$^5$/N . s<br>1,019 · $10^{-11}$<br>1 |

# CONTENTS

# СОДЕРЖАНИЕ

Redactor: EUGEN MARINEANU
Tehnoredactor: FELICIA BOLOCAN

*Bun de tipar: 11—XI—1985; coli de tipar: 15,50*
*Format: 16/70 × 100*
*Clasificarea zecimală pentru biblioteci mari:*
*534.2: 531.66*
*531.66: 534.2*
*Clasificarea zecimală pentru biblioteci mici:*
*534.2: 531.66.*



c. 229 — I. P. Informaţia
Str. Brezoianu nr. 23 — 25
Bucureşti

Lei 28



EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII SOCIALISTE ROMÂNIA